

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



В.А. Коротков, Ю.В. Татаренко,
М.М. Данилов

РАСЧЕТ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОГО РАДИАЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ДЕТАНДЕРА

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург

2014

УДК 621.57

Коротков В.А., Татаренко Ю.В., Данилов М.М. Расчет центро-стремительного радиального холодильного детандера: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. – 35 с.

Рассматривается методика расчета радиального центростремительного детандера. Приведены примеры профилирования рабочего колеса и соплового аппарата.

Предназначено для студентов специальности 140504 «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» и направления подготовки бакалавров 141200 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения факультетов холодильной техники, криогенной техники и кондиционирования всех форм обучения.

Рецензент: доктор техн. наук, проф. А.Я. Эглит

Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом Института холода и биотехнологий



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2014

© Коротков В.А., Татаренко Ю.В., Данилов М.М., 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Цель работы.....	4
2. Исходные данные.....	5
3. Расчет центростремительного радиального детандера.....	6
4. Профилирование каналов центростремительного холодильного турбодетандера.....	24
4.1. Сопловой аппарат.....	24
4.2. Рабочее колесо.....	27
Список литературы.....	32

ВВЕДЕНИЕ

В холодильной, криогенной технике и низкопотенциальной энергетике для получения низких температур и выработки энергии в прямых циклах низкопотенциальных энергетических систем применяются расширительные машины – детандеры.

Различают два типа расширительных машин – машины объёмного и динамического принципов действия. В холодильной технике и низкопотенциальной энергетике наибольшее распространение получили детандеры динамического принципа действия – турбодетандеры [1, 2].

В турбодетандерах процесс расширения основан на преобразовании энергии давления рабочего вещества сначала в кинетическую, а затем – в механическую. Преобразование энергии происходит в каналах неподвижных и вращающихся лопаточных решеток, расположенных друг за другом.

По конструктивному признаку турбодетандеры делятся на радиальные и осевые. Настоящие методические указания посвящены расчету радиального турбодетандера. Для упрощения расчета из рассмотрения исключены входное и выходное устройства, так что, по существу, рассчитывается только двухзвенная ступень, состоящая из основных элементов проточной части – соплового аппарата и рабочего колеса.

1. Цель работы

Определить:

- основные геометрические и режимные параметры турбодетандера;
- температуру рабочего вещества при выходе из турбодетандера;
- к.п.д. турбодетандера;
- мощность турбодетандера.

Построить:

- диаграмму $h - s$ процесса расширения в турбодетандере;
- треугольники скоростей при входе и выходе из рабочего колеса;
- эскиз проточной части турбодетандера.

2. Исходные данные

- рабочее вещество – сухой воздух;
- температура торможения на входе в сопловой аппарат детандера

$$T_0^* = 183 \text{ К};$$

В адиабатных, т.е. не обменивающихся теплотой с окружающей средой, машинах поток в неподвижных элементах проточной части: входных и выходных устройствах, сопловых аппаратах и т.п. – является изоэнергетическим. Поэтому энтальпия торможения в таком потоке постоянна ($h^* = \text{const}$). В идеальном газе при $c_p = \text{const}$ постоянна и температура торможения ($T^* = \text{const}$).

- давление торможения при входе в сопловой аппарат детандера

$$p_0^* = 280\,000 \text{ Па (0,280 МПа)};$$

При малых скоростях потока при входе в сопловой аппарат ($c_0 = 30 \div 50 \text{ м/с}$) статические давления мало отличаются от давления торможения, так что точки 0 и 0^* можно в первом приближении считать совпадающими. При более высоких скоростях перед сопловым аппаратом это различие необходимо учитывать.

- статическое давление при выходе из рабочего колеса детандера

$$p_2 = 106\,000 \text{ Па (0,106 МПа)};$$

– массовый расход рабочего вещества через детандер

$$G = 1,0 \text{ кг/с.}$$

3. Расчет центростремительного радиального детандера

В связи с тем, что рассчитывается турбодетандер для расширения сухого воздуха при невысоких давлениях, допустимо считать рабочее вещество подчиняющимся уравнению состояния идеального газа $p\nu = RT$.

1. Удельная теплоемкость сухого воздуха

$$c_p = \frac{k}{k-1} \cdot R = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 = 1004,5 \text{ Дж/(кг·К)}, \quad (1)$$

где k – показатель изоэнтропы рабочего вещества
(для воздуха $k = 1,4$);

R – газовая постоянная рабочего вещества
(для сухого воздуха $R = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$ [3]).

2. Отношение давлений в детандере

$$\pi_{0^*-2} = \frac{p_{н^*}}{p_2} = \frac{280000}{106000} = 2,6415. \quad (2)$$

3. Энтальпия торможения рабочего вещества при входе в детандер и сопловой аппарат

$$i_0^* = c_p \cdot T_0^* = 1004,5 \cdot 183 = 183823 \text{ Дж/(кг·К)}. \quad (3)$$

Формулы, подобные этой, могут использоваться только при расчетах в идеальном газе и, кроме того, в пределах одного расчета. Из этой формулы следует, что при $T = 0$ энтальпия рабочего вещества $h = 0$. Сравнение полученной таким образом энтальпии со значения-

ми, найденными по каким-либо таблицам, непропорционально, так как в табличных значениях присутствует постоянная энтальпия, значение которой выбирается произвольно. Сравнить можно только разности энтальпий между двумя точками с известными параметрами.

4. Перепад энтальпий при изоэнтропном расширении рабочего вещества в детандере

$$\begin{aligned} \Delta i_{0^*-2s} &= c_p \cdot T_0 \left(1 - \frac{1}{\pi_{0^*-2}^{\frac{k}{k-1}}} \right) = \\ &= 1004,5 \cdot 183 \left(1 - \frac{1}{2,6415^{\frac{1,4-1}{1,4}}} \right) = 44548 \text{ Дж/кг}. \end{aligned} \quad (4)$$

5. Коэффициент реактивности ступени турбодетандера по изоэнтропным теплоперепадам ([1], формула (11.39), с. 649) принимается в пределах $\Omega'_{s1-2} = 0,4 \div 0,6$:

$$\Omega'_{s1-2} = 0,5.$$

6. Энтальпия и температура рабочего вещества на выходе из турбодетандера при изоэнтропном расширении:

$$i_{2s} = i_0^* - \Delta i_{0^*-2s} = 183823 - 44548 = 139275 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}; \quad (5)$$

$$T_{2s} = \frac{i_{2s}}{c_p} = \frac{139275}{1004,5} = 138,65 \text{ К}. \quad (6)$$

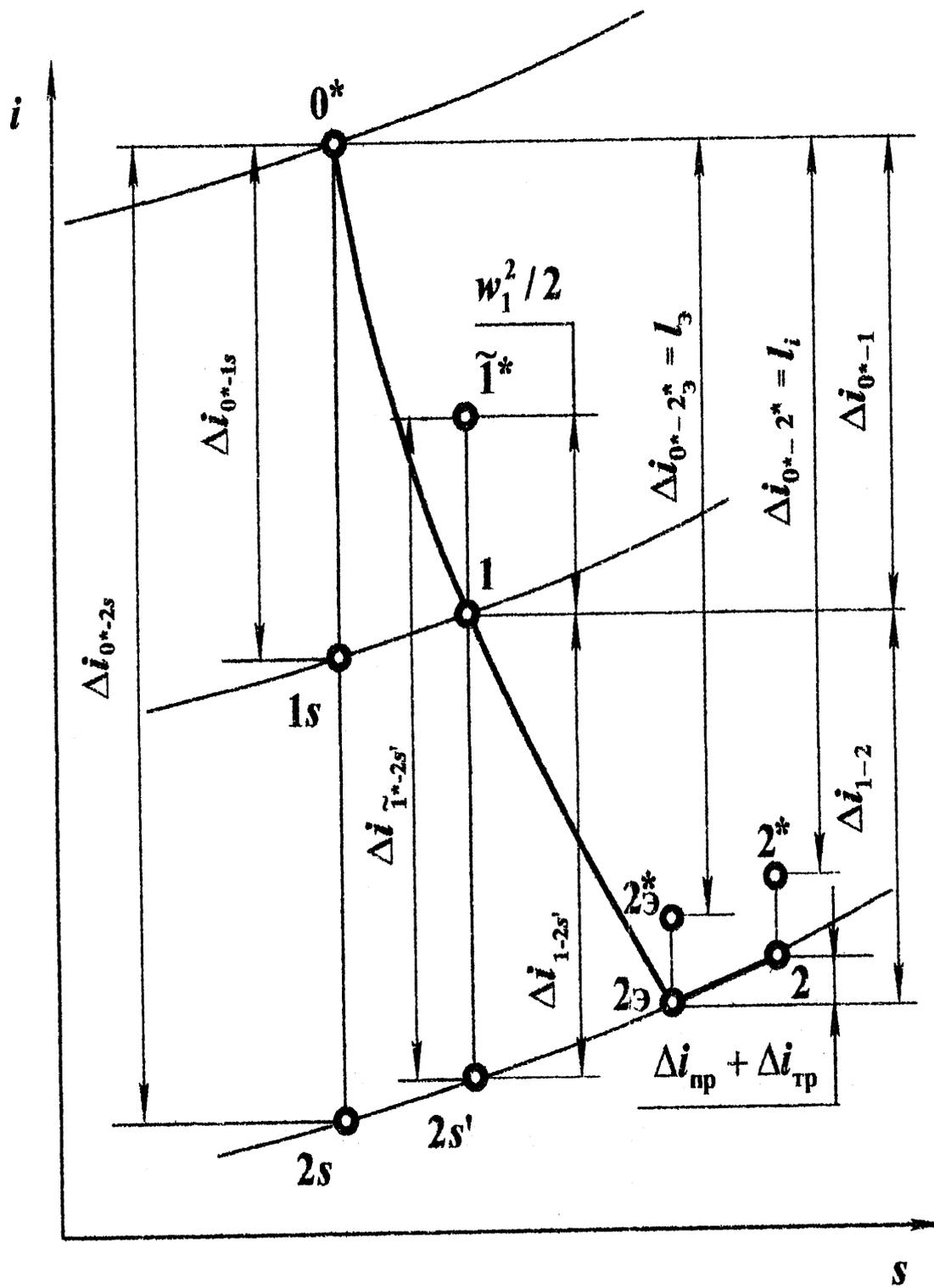


Рис. 1. Диаграмма $i - s$ процесса расширения в турбодетандере

7. Изоэнтروпный перепад энтальпий в сопловом аппарате

$$\Delta i_{0^* - 1s} = 1 - \Omega'_{s_{1-2}} \cdot \Delta i_{0^* - 2s} = 1 - 0,5 \cdot 44548 = 22274 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (7)$$

8. Статическая энтальпия рабочего вещества при выходе из соплового аппарата при изоэнтропном расширении

$$i_{1s} = i_0^* - \Delta i_{0^* - 1s} = 183823 - 22274 = 161549 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (8)$$

9. Действительный перепад энтальпий в сопловом аппарате (рис.1)

$$\Delta i_{0^* - 1} = \Delta i_{0^* - 1s} \cdot \eta_{sc} = 22274 \cdot 0,88 = 19601 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}, \quad (9)$$

где η_{sc} – изоэнтропный к.п.д. соплового аппарата

$$(\eta_{sc} = 0,84 \dots 0,94 [1, 2]).$$

10. Статическая энтальпия рабочего вещества при выходе из соплового аппарата

$$i_1 = i_0^* - \Delta i_{0^* - 1} = 183823 - 19601 = 164222 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (10)$$

11. Статическая температура потока при выходе из соплового аппарата

$$T_1 = \frac{i_1}{c_p} = \frac{164222}{1004,5} = 163,49 \text{ К}. \quad (11)$$

12. Статическая температура потока при выходе из соплового аппарата при изэнтропном расширении

$$T_{1s} = \frac{i_{1s}}{c_p} = \frac{161549}{1004,5} = 160,83 \text{ К.} \quad (12)$$

13. Условная располагаемая скорость изэнтропного расширения потока в турбодетандере

$$c_s = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{0^* - 2s}} = \sqrt{2 \cdot 44548} = 298,5 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (13)$$

14. Действительная скорость потока при выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{0^* - 1}} = \sqrt{2 \cdot 19601} = 198 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (14)$$

15. Скорость звука в рабочем веществе при выходе из соплового аппарата

$$a_1 = \sqrt{k \cdot R \cdot T_1} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 163,49} = 256,3 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (15)$$

16. Число Маха по абсолютной скорости c_1 при выходе из соплового аппарата

$$M_{c_1} = \frac{c_1}{a_1} = \frac{198}{256,3} = 0,773. \quad (16)$$

(Если $M_{c_1} > 1$, то необходимо изменить значение $\Omega'_{s_{1-2}}$ и повторить расчет с п. 5.)

17. Окружная скорость при входе в рабочее колесо

$$u_1 = x_s \cdot c_s = 0,63 \cdot 298,5 = 188 \frac{\text{М}}{\text{с}}, \quad (17)$$

где $x_s = \frac{u_1}{c_s}$ – относительная окружная скорость, принимаемая в пределах $x_s = 0,6 \dots 0,9$ [1, 2].

18. Угол выхода потока из соплового аппарата в абсолютном движении принимается в пределах $\alpha_1 = 12 \dots 20^\circ$:

$$\alpha_1 = 16^\circ.$$

19. Окружная и радиальная составляющие абсолютной скорости при выходе из соплового аппарата:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 198 \cdot \cos 16^\circ = 190,3 \frac{\text{М}}{\text{с}}; \quad (18)$$

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 198 \cdot \sin 16^\circ = 54,6 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (19)$$

20. Угол в относительном движении и относительная скорость при входе в рабочее колесо:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1r}}{c_{1u} - u_1} = \arctg \frac{54,6}{190,3 - 188} = 87,56^\circ; \quad (20)$$

$$w_1 = \frac{c_{1r}}{\sin \beta_1} = \frac{54,6}{\sin 87,56^\circ} = 54,6 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (21)$$

(Обычно угол $\beta_1 = 80 \dots 100^\circ$. Если β_1 не соответствует указанным пределам, то необходимо изменить величину x_s или α_1 и провести определение скоростей и построение треугольников скоростей вновь.)

21. Строим треугольник скоростей при входе в рабочее колесо, соблюдая масштаб так, чтобы непосредственными измерениями на чертеже можно было определить численные значения скоростей и углов и сравнить их с расчетными (рис.2).

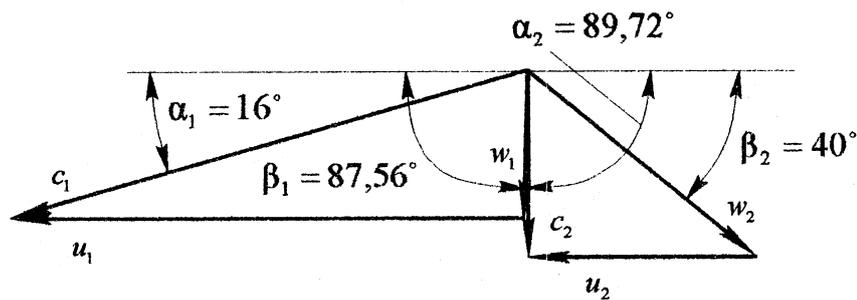


Рис. 2. Треугольники скоростей в рабочем колесе

Из треугольника скоростей следует, что $\beta_1 \approx 86^\circ$ и $w_1 \approx 56$ м/с. С учетом возможных погрешностей построения это удовлетворительно соответствует значениям угла и скорости потока при входе в рабочее колесо в относительном движении, вычисленным выше.

22. Число Маха по относительной скорости w_1 при входе в рабочее колесо

$$M_{w_1} = \frac{w_1}{a_1} = \frac{54,6}{256,3} = 0,213. \quad (22)$$

(Обычно $M_{w_1} = 0,20 \dots 0,25$. Если это условие не выполняется, расчет необходимо повторить, задавшись новыми значениями x_s или α_1 .)

23. Давление рабочего вещества при выходе из соплового аппарата

$$p_1 = p_0^* \cdot \left(\frac{T_{1s}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 280000 \cdot \left(\frac{160,83}{183} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 178180 \text{ Па} \quad (23)$$

ИЛИ

$$p_1 = p_0^* \cdot \left(1 - \frac{\Delta i_{0^*-1s}}{c_p \cdot T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \quad (24)$$

$$= 280000 \cdot \left(1 - \frac{22274}{1004,5 \cdot 183} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 178160 \text{ Па.}$$

Принимаем первое значение $p_1 = 178180 \text{ Па}$.

24. Изоэнтропный перепад энтальпий в рабочем колесе

$$\Delta i_{1-2's} = i_1 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right] = 164222 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,17818}{0,106} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} \right] =$$

$$= 22647 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \quad (25)$$

25. Действительный перепад энтальпий в рабочем колесе

$$\Delta i_{1-2} = \Delta i_{1-2's} \cdot \eta_{s\kappa} = 22647 \cdot 0,82 = 18570 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}, \quad (26)$$

где $\eta_{s\kappa}$ – изоэнтропный к.п.д. рабочего колеса,
($\eta_{s\kappa} = 0,80 \dots 0,85 [1, 2]$).

26. Энтальпия рабочего вещества при выходе из рабочего колеса

$$i_2 = i_1 - \Delta i_{1-2} = 164222 - 18570 = 145652 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (27)$$

27. Температура рабочего вещества при выходе из рабочего колеса

$$T_2 = \frac{i_2}{c_p} = \frac{145652}{1004,5} = 145 \text{ К.} \quad (28)$$

28. Окружная скорость при выходе из рабочего колеса

$$u_2 = \mu \cdot u_1 = 0,45 \cdot 188 = 84,6 \frac{\text{М}}{\text{с}}, \quad (29)$$

где μ – относительный диаметр выхода из рабочего колеса (коэффициент радиальности),

$$\mu = D_2/D_1 = 0,38 \dots 0,45 [1, 2]).$$

29. Относительная скорость потока при выходе из рабочего колеса

$$\begin{aligned} w_2 &= \sqrt{2 \Delta i_{1-2} + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2} = \\ &= \sqrt{2 \cdot 18570 + 54,6^2 + (84,6^2 - 188^2)} = 109,3 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \end{aligned} \quad (30)$$

30. Угол потока при выходе из рабочего колеса в относительном движении принимается

$$\beta_2 = 39^\circ. \quad (31)$$

(Обычно $\beta_2 = 20 \dots 45^\circ$.)

31. Меридианная (радиальная в чисто радиальной ступени и осевая в радиально–осевой ступени) составляющая скоростей при выходе из колеса

$$c_{2M} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 109,3 \cdot \sin 39^\circ = 68,8 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (32)$$

32. Угол потока при выходе из колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2M}}{w_2 \cdot \cos \beta_2 - u_2} = \arctg \frac{68,8}{109,3 \cdot \cos 39^\circ - 84,6} = 89,72^\circ. \quad (33)$$

(Наибольшие к.п.д. детандеров соответствуют обычно $\alpha_2 \approx 90^\circ$, но допускается, чтобы $\alpha_2 = 85 \dots 95^\circ$.

Если это условие не выполняется, то необходимо изменить величину μ или β_2 и провести повторный расчет.)

33. Абсолютная скорость потока при выходе из рабочего колеса

$$c_2 = w_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2} = 109,3 \frac{\sin 39^\circ}{\sin 89,72^\circ} = 68,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (34)$$

34. Строим треугольник скоростей при выходе из рабочего колеса, соблюдая масштаб так, чтобы непосредственными измерениями на чертеже можно было определить численные значения скоростей, углов и сравнить их с расчетными (см. рис.2).

Из треугольника скоростей определяем абсолютную скорость $c_2 = 68,5 \text{ м/с}$ и угол $\alpha_2 \approx 89^\circ$, что хорошо совпадает с расчетом.

35. Скорость звука при выходе из рабочего колеса

$$a_2 = \sqrt{k \cdot R \cdot T_2} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 145} = 241,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (35)$$

36. Число Маха по абсолютной скорости c_2

$$M_{c_2} = \frac{c_2}{a_2} = \frac{68,8}{241,4} = 0,285. \quad (36)$$

(Обычно $M_{c_2} = 0,27 \dots 0,33$.

Если это условие не выполняется, то при $M_{c_2} < 0,25$ следует увеличить коэффициент реактивности $\Omega'_{s_{1-2}}$, а при $M_{c_2} > 0,35$ уменьшить его и повторить расчет с п.5.)

37. Удельная Эйлера работа ступени на окружности рабочего колеса

$$\begin{aligned}
 l_{\vartheta} &= \Delta i_{0^* - 2^* \vartheta} = (u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 + u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2) = \\
 &= (188 \cdot 198 \cdot \cos 16^\circ + 84,6 \cdot 68,8 \cdot \cos 89,72^\circ) = 35810 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \quad (37)
 \end{aligned}$$

или из основного уравнения турбодетандера

$$\begin{aligned}
 l_{\vartheta} &= \Delta i_{0^* - 2^* \vartheta} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \\
 &= \frac{198^2 - 68,6^2}{2} + \frac{188^2 - 84,6^2}{2} - \frac{54,6^2 - 109,3^2}{2} = 35810 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (38)
 \end{aligned}$$

Проверка:

$$\begin{aligned}
 l_{\vartheta} &= \Delta i_{0^* - 2^* \vartheta} = \Delta i_{0^* - 1} + \Delta i_{1-2} - \frac{c_2^2}{2} = \\
 &= 19601 + 18570 - \frac{68,8^2}{2} = 35804 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (39)
 \end{aligned}$$

$$\text{Погрешность } \delta = \frac{35810 - 35804}{35810} \cdot 100 = 0,017 \%.$$

Погрешность не должна превышать 0,1 %.

38. Гидравлический к.п.д. детандера (к.п.д. на окружности рабочего колеса)

$$\eta_{сдh} = \frac{\Delta i_{0^* - 2^* \vartheta}}{\Delta i_{0^* - 2s}} = \frac{35810}{44548} = 0,804. \quad (40)$$

39. Коэффициент возврата теплоты в рабочем колесе

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{\Delta i_{1-2's} - (\Delta i_{0^* -2s} - \Delta i_{0^* -1s})}{\Delta i_{0^* -2s}} = \\ &= \frac{22647 - (44548 - 22274)}{44548} = 0,0084.\end{aligned}\quad (41)$$

40. Снижение гидравлического к.п.д. детандера из-за потерь в сопловом аппарате

$$\Delta \eta_{\text{дс}} = \frac{\Delta i_{0^* -1s} - \Delta i_{0^* -1}}{\Delta i_{0^* -2s}} = \frac{22274 - 19601}{44548} = 0,06.\quad (42)$$

41. Снижение гидравлического к.п.д. детандера из-за потерь в рабочем колесе

$$\Delta \eta_{\text{дк}} = \frac{\Delta i_{1-2's} - \Delta i_{1-2}}{\Delta i_{0^* -2s}} = \frac{22647 - 18570}{44548} = 0,092.\quad (43)$$

42. Кинетическая энергия потока при выходе из рабочего колеса

$$q_{\text{вых}} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{68,8^2}{2} = 2367 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.\quad (44)$$

43. Снижение гидравлического к.п.д. детандера из-за потерь с выходной скоростью

$$\Delta \eta_{\text{двых}} = \frac{q_{\text{вых}}}{\Delta i_{0^* -2s}} = \frac{2367}{44548} = 0,053.\quad (45)$$

44. Проверка значения гидравлического к.п.д.:

$$\begin{aligned}\eta_{сдh} &= 1 + \alpha - \Delta\eta_{дс} - \Delta\eta_{дк} - \Delta\eta_{двых} = \\ &= 1 + 0,0084 - 0,06 - 0,092 - 0,053 = 0,8034.\end{aligned}\quad (46)$$

$$\text{Погрешность } \delta = \frac{0,804 - 0,8034}{0,804} \cdot 100 = 0,075 \%$$

Погрешность в определении гидравлического к.п.д. не должна превышать 1 ... 2% относительных.

45. Удельный объем рабочего вещества при выходе из каналов рабочего колеса

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{p_2} = \frac{287 \cdot 145}{106000} = 0,3926 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.\quad (47)$$

46. Наружный диаметр выходного сечения рабочего колеса

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \cdot G \cdot v_2}{\pi \cdot w_2 \cdot \sin\beta_2} + D_{вт}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,0 \cdot 0,3926}{\pi \cdot 109,3 \cdot \sin 40^\circ}} = 0,0844 \text{ м}, \quad (48)$$

где $D_{вт}$ – диаметр втулки вала (определяется конструкцией рабочего колеса и ротора детандера. В рассматриваемой конструкции (рис.5) втулка в выходное сечение колеса не попадает, т.е. $D_{вт} = 0$).

47. Средний диаметр при выходе из лопаток рабочего колеса

$$D_2 = (1,05 \dots 1,10) D_B = 1,066 \cdot 0,0844 = 0,09 \text{ м}. \quad (49)$$

48. Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_1 = \frac{D_2}{\mu} = \frac{0,09}{0,45} = 0,2 \text{ м}. \quad (50)$$

49. Частота вращения рабочего колеса

$$n = \frac{u_1}{\pi \cdot D_1} = \frac{188}{\pi \cdot 0,2} = 299 \text{ об/с} = 17953 \text{ об/мин.} \quad (51)$$

50. Радиальный зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом

$$y = 0,005 \cdot D_1 + 0,0005 = 0,005 \cdot 0,2 + 0,0005 = 0,0015 \text{ м.} \quad (52)$$

51. Диаметр при выходе из соплового аппарата

$$D_c = D_1 + 2y = 0,2 + 2 \cdot 0,0015 = 0,203 \text{ м.} \quad (53)$$

52. Удельный объем рабочего вещества при выходе из соплового аппарата

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 163,5}{178180} = 0,2634 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (54)$$

53. Высота лопатки при выходе из соплового аппарата

$$b_c = \frac{G \cdot v_1}{\pi \cdot D_c \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \tau_c} = \frac{1,0 \cdot 0,2634}{\pi \cdot 0,203 \cdot 198 \cdot \sin 16^\circ \cdot 0,95} = \\ = 0,00797 \approx 0,008 \text{ м,} \quad (55)$$

где τ_c – коэффициент стеснения потока при выходе из соплового аппарата, [1, 2]

$$\tau_c = 0,92 \dots 0,95.$$

54. Высота лопатки при входе в рабочее колесо

$$b_1 = (1,10 \dots 1,15) \cdot b_c + 0,0004 = 1,1 \cdot 0,008 + 0,0004 = 0,0092 \text{ м.} \quad (56)$$

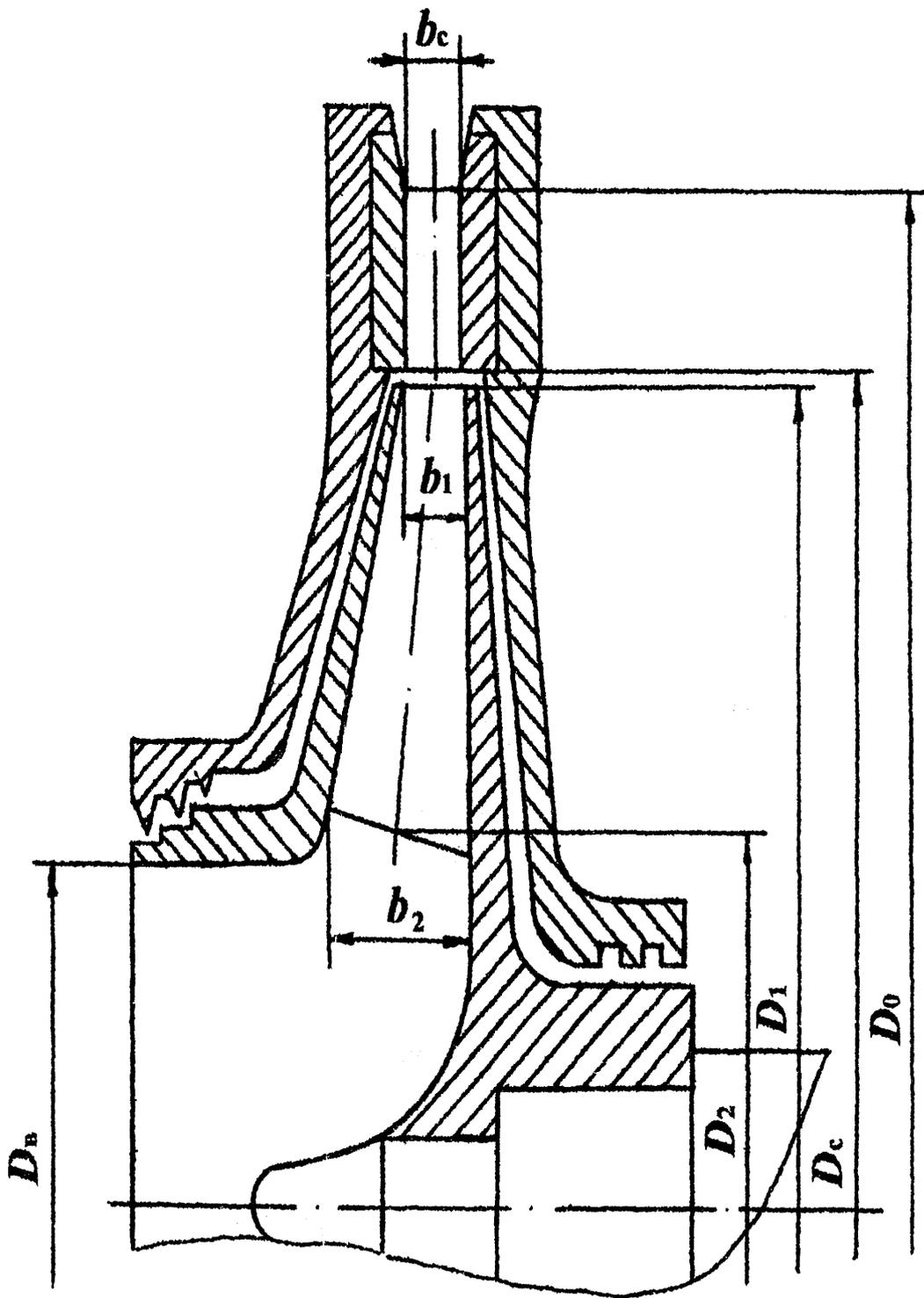


Рис. 3. Поперечный разрез центробежного радиального детандера

55. Высота лопатки при выходе из рабочего колеса

$$b_2 = \frac{G \cdot v_2}{\pi \cdot D_2 \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \tau_2} = \frac{1,0 \cdot 0,3926}{\pi \cdot 0,09 \cdot 109,3 \cdot \sin 40^\circ \cdot 0,9} = 0,022 \text{ м}, \quad (57)$$

где τ_2 – коэффициент стеснения потока в рабочем колесе, [1, 2]:

$$\tau_2 = 0,88 \dots 0,92.$$

56. Условный критерий Рейнольдса по окружной скорости

$$\text{Re}_u = \frac{u_1 \cdot D_1}{\mu \cdot v_1} = \frac{188 \cdot 0,2}{10,80 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2634} = 1,322 \cdot 10^7, \quad (58)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости рабочего вещества (см. табл.1)[3],

$$\mu = 10,80 \cdot 10^{-6} \text{ н·с/м}^2$$

Таблица 1

Зависимость динамического коэффициента вязкости рабочего вещества от статической температуры потока при выходе из соплового аппарата

$T_1, \text{ К}$	100	150	200	250	300
$\mu \cdot 10^6, \text{ н·с/м}^2$	6,867	10,006	12,949	15,794	18,541

57. Коэффициент трения зависит от режима течения около диска:

– при ламинарном течении, когда $\text{Re}_u = 3,0 \cdot 10^4 \dots 5,6 \cdot 10^5$,

$$c_f = 0,47 \text{ Re}_u^{-0,5}; \quad (59)$$

– при турбулентном течении, когда $\text{Re}_u > 5,6 \cdot 10^5$,

$$c_f = 0,0089 Re_u^{-0,2}. \quad (60)$$

В нашем случае течение турбулентное, тогда

$$c_f = 0,0089 Re_u^{-0,2} = 0,0089(1,322 \cdot 10^7)^{-0,2} = 0,000335. \quad (61)$$

58. Коэффициент дисковых потерь

$$K_{тр} = K_{т.д.} c_f \cdot 10^3 = 1,5 \cdot 0,000335 \cdot 10^3 = 0,5025, \quad (62)$$

где $K_{т.д.}$ – коэффициент трения диска (находится в пределах 1,3 ... 1,5 для закрытых колес и 1,6 ... 2,5 для полуоткрытых колес [1, 2]).

59. Средний удельный объем рабочего вещества около диска

$$v_{ср} = 0,5 \cdot (v_1 + v_2) = 0,5 \cdot (0,2634 + 0,3926) = 0,328 \frac{M^3}{кг}. \quad (63)$$

60. Мощность дискового трения

$$N_{тр} = \frac{K_{тр} \cdot D_1^2 \cdot u_1^3}{v_{ср} \cdot 10^6} = \frac{0,5025 \cdot 0,2^2 \cdot 188^3}{0,328 \cdot 10^6} = 0,407 \text{ кВт}. \quad (64)$$

61. Относительные потери от дискового трения

$$\beta_{тр} = \frac{N_{тр} \cdot 10^3}{G \cdot \Delta i_{0-2}^*} = \frac{0,407 \cdot 10^3}{1,0 \cdot 35810} = 0,011. \quad (65)$$

62. Относительные потери от утечки через лабиринтные уплотнения рабочего колеса принимаются в пределах $\beta_{\text{пр}} = 0,02 \dots 0,04$ [1, 2]:

$$\beta_{\text{пр}} = 0,03.$$

63. Внутренний или мощностной к.п.д. детандера

$$\eta_{sди} = (1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}}) \cdot \eta_{сдh} = (1 - 0,03 - 0,011) \cdot 0,804 = 0,771. \quad (66)$$

64. Внутренняя мощность детандера

$$N_{\text{д}} = G \cdot \Delta i_{0^* - 2^*} \cdot \eta_{сди} = 1,0 \cdot 44548 \cdot 0,771 = 34346 \text{ Вт}. \quad (67)$$

65. Внутренняя работа детандера с учетом потерь на протечки и трение

$$\begin{aligned} l_i &= \Delta i_{0^* - 2^*} = (1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}}) \cdot \Delta i_{0^* - 2^*} = \\ &= (1 - 0,03 - 0,011) \cdot 35810 = 34342 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \end{aligned} \quad (68)$$

66. Энтальпия торможения рабочего вещества при выходе из рабочего колеса детандера с учетом потерь на протечки и трение

$$i_2^* = i_0^* - \Delta i_{0^* - 2^*} = 183238 - 34342 = 149481 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (69)$$

67. Статическая энтальпия рабочего вещества при выходе из рабочего колеса детандера с учетом потерь на протечки и трение

$$i_2 = i_2^* - \frac{c_2^2}{2} = 149481 - \frac{68,8^2}{2} = 147114 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (70)$$

68. Температура торможения и статическая температура рабочего вещества при выходе из рабочего колеса детандера с учетом потерь на протечки и трение:

$$T_2^* = \frac{i_2^*}{c_p} = \frac{149481}{1004,5} = 148,81 \text{ К}; \quad (71)$$

$$T_2 = \frac{i_2}{c_p} = \frac{147114}{1004,5} = 146,45 \text{ К}. \quad (72)$$

4. Профилирование каналов центростремительного холодильного турбодетандера

4.1 Сопловой аппарат

1. Угол наклона передней стенки канала соплового аппарата

$$\alpha_{\text{п}} = \alpha_1 - (5...8^\circ) = 16 - 8 = 8^\circ.$$

2. Наименьшая ширина канала соплового аппарата

$$b = D_c \cdot (\cos \alpha_{\text{п}} - \cos \alpha_1) = 0,203 \cdot (\cos 8^\circ - \cos 16^\circ) = 0,0059 \text{ м}.$$

3. Угол наклона задней стенки канала соплового аппарата

$$\alpha_3 = \arccos \left(\cos \alpha_1 - \frac{b}{D_c} \right) = \arccos \left(\cos 16^\circ - \frac{0,0059}{0,203} \right) = 21,2^\circ.$$

4. Число лопаток соплового аппарата

$$z_c = \tau_c \cdot \frac{360^\circ}{(\alpha_3 - \alpha_{\text{п}})} = 0,95 \cdot \frac{360}{(21,2 - 8)} = 25,9 = 26.$$

5. Действительный коэффициент стеснения потока в сопловом аппарате

$$\tau_{c_d} = z_c \cdot \frac{(\alpha_3 - \alpha_{\Pi})}{360^\circ} = 26 \cdot \frac{(21,2 - 8)}{360} = 0,953.$$

6. Уточненная ширина лопатки соплового аппарата

$$b_{c_d} = b_c \frac{\tau_c}{\tau_{c_d}} = 0,008 \cdot \frac{0,95}{0,953} = 0,008 \text{ м.}$$

7. Проверка отношения $\frac{b}{b_{c_d}}$ (должно быть как можно ближе к 1):

$$\frac{b}{b_{c_d}} = \frac{0,0059}{0,008} = 0,74.$$

(При других значениях α_{Π} отношение $\frac{b}{b_{c_d}}$ будет уменьшаться.)

8. Диаметр соплового аппарата при входе

$$D_0 = D_c + (7...8) \cdot b = 0,203 + 7,3 \cdot 0,0059 = 0,246 \text{ м.}$$

9. Толщина выходной кромки лопатки соплового аппарата

$$\delta = \pi \cdot D_c \cdot (1 - \tau_{c_d}) \cdot \frac{\sin \alpha_3}{z_c} = \pi \cdot 0,203 \cdot (1 - 0,953) \cdot \frac{\sin 21,2^\circ}{26} = 0,0004 \text{ м.}$$

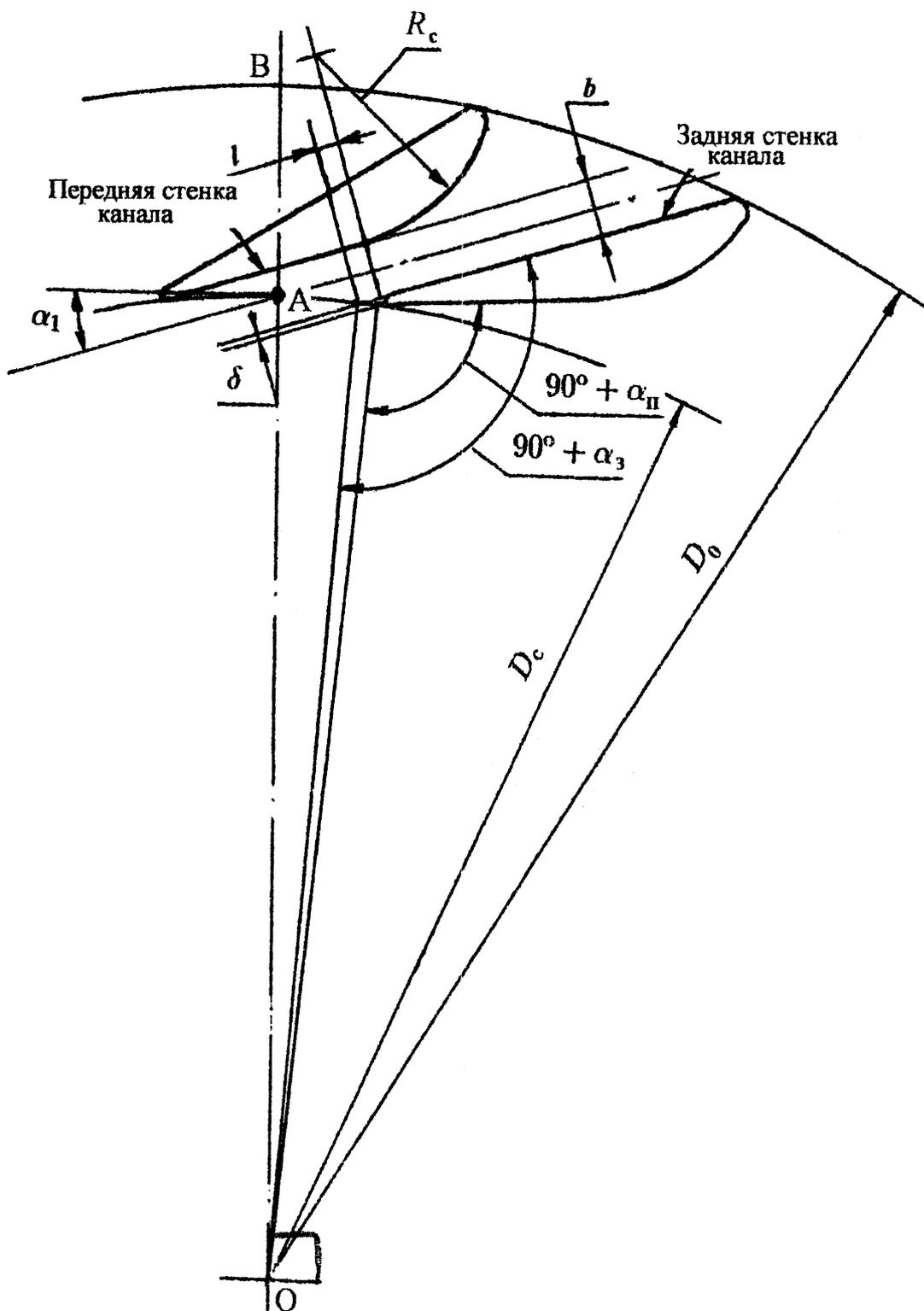


Рис. 4. Поперечный разрез соплового аппарата.

10. Длина вспомогательного отрезка профиля лопатки соплового аппарата

$$l = (0,10 \dots 0,25) \cdot b + 0,001 = 0,2 \cdot 0,0059 + 0,001 = 0,0022 \text{ м.}$$

11. Радиус скругления лопатки соплового аппарата

$$R_c = (3 \dots 5) \cdot b = 3,4 \cdot 0,0059 = 0,020 \text{ м.}$$

Порядок профилирования канала соплового аппарата:

- В выбранном масштабе нанести концентричные окружности диаметрами D_c и D_0 . Из центра окружностей O восстановить перпендикуляр до пересечения с окружностями D_c и D_0 (точки A и B) и в точке A провести касательную к окружности D_c (рис. 4);
- Под углом α_1 к касательной в точке A провести линию, соответствующую средней линии канала соплового аппарата. Параллельно средней линии на расстоянии $b/2$ провести прямые, соответствующие передней и задней стенкам канала;
- Окружность диаметром D_c сопрягается с задней стенкой канала радиусом $\delta/2$. От точки сопряжения по задней стенке канала в сторону входа отложить отрезок l ;
- Из полученной точки восстановить перпендикуляр к передней стенке канала и от нее на продолжении перпендикуляра отложить отрезок, равный R_c . Из полученного центра радиусом R_c провести дугу до пересечения с окружностью диаметром D_0 ;
- Провести сопряжение полученной дуги, окружности D_0 и задней стенки соседнего канала, которая составляет угол $(\alpha_3 - \alpha_n)$ с передней стенкой канала соплового аппарата.

4.2. Рабочее колесо

Графический способ построения средней линии лопатки рабочего колеса:

- В выбранном масштабе построить окружности радиусами R_1 и R_2 (рис. 5);

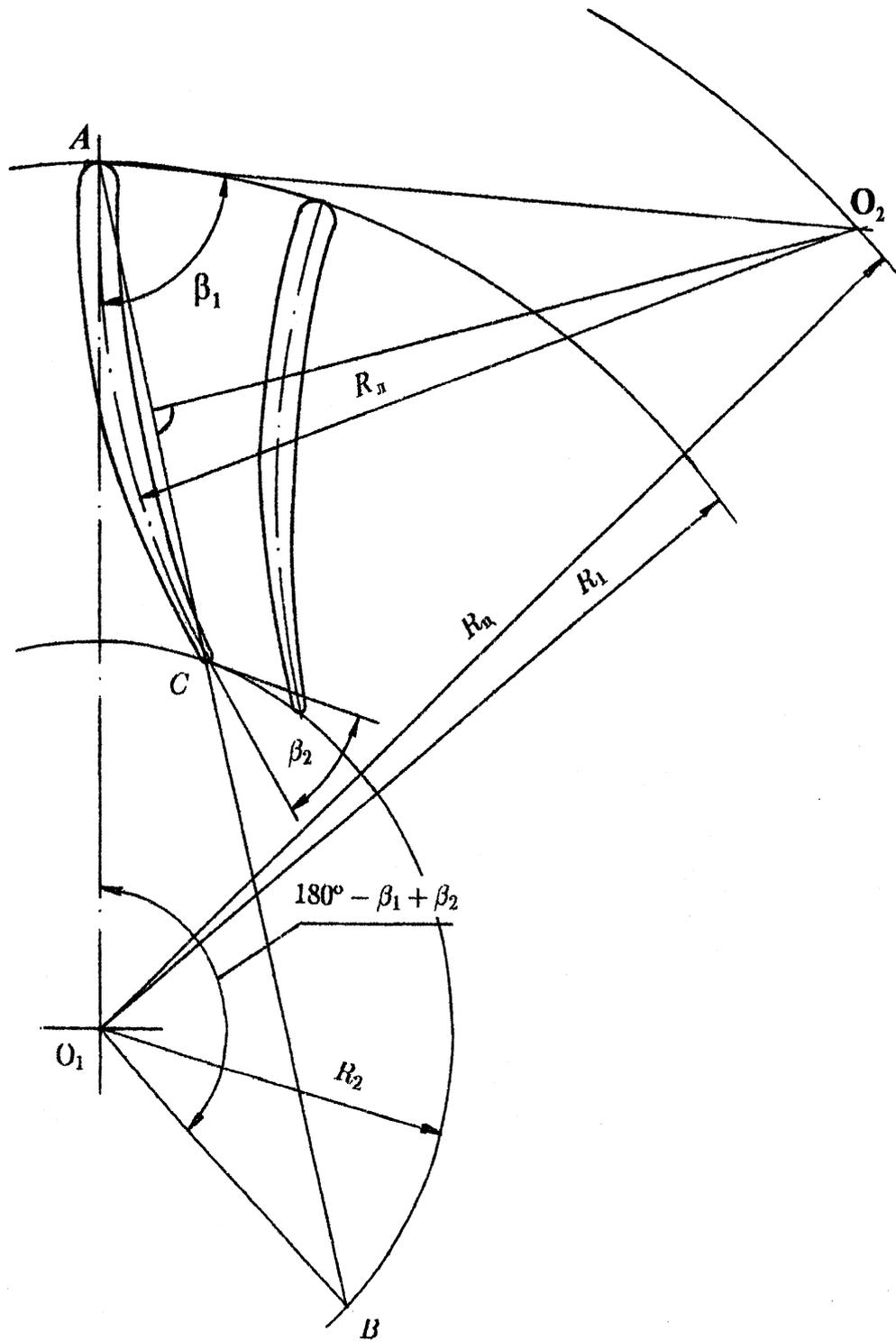


Рис. 5. Поперечный разрез рабочего колеса.

- от вертикальной линии, восстановленной из центра окружностей, отложить угол $(180 - \beta_1 + \beta_2)$ по часовой стрелке и провести луч до пересечения с окружностью радиусом R_2 ;
- точку пересечения соединить с точкой пересечения вертикальной линии с окружностью радиусом R_1 ;
- отрезок, заключенный между окружностями радиусами R_1 и R_2 , разделить пополам и из этой точки восстановить перпендикуляр;
- из точки, лежащей на окружности радиусом R_1 , провести луч под углом β_1 к вертикали;
- точка пересечения данного луча и перпендикуляра есть геометрическое место центров радиусов кривизны лопаток рабочего колеса $R_{\text{ц}}$. Дуга, проведенная из этой точки через точку пересечения с окружностями R_1 и R_2 , есть средняя линия лопатки рабочего колеса радиусом $R_{\text{л}}$;
- по данной методике построить вторую лопатку рабочего колеса.

Проверка полученных величин радиусов $R_{\text{л}}$ и $R_{\text{ц}}$:

$$R_{\text{л}} = \frac{(R_1^2 - R_2^2)}{2(R_1 \cdot \cos \beta_1 + R_2 \cdot \cos \beta_2)} =$$

$$= \frac{(100^2 - 45^2)}{2(100 \cdot \cos 86^\circ + 45 \cdot \cos 40^\circ)} = 96 \text{ мм}$$

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_2^2 + R_{\text{л}}^2 + 2 R_2 R_{\text{л}} \cos \beta_2} =$$

$$= \sqrt{45^2 + 96^2 + 2 \cdot 45 \cdot 96 \cdot \cos 40^\circ} = 134 \text{ мм}$$

3. Ориентировочное число лопаток

$$z_{\text{л}} = (7 \dots 8) \frac{1 + \mu}{1 - \mu} = (7 \dots 8) \frac{1 + 0,45}{1 - 0,45} = 18,5 \dots 21,1.$$

4. Наименьшее число лопаток при входе в рабочее колесо (по условию предотвращения срыва потока)

$$z_{л}^{min} = \pi \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_1}{\left[\frac{1}{4 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot (1 - \Omega'_{s_{1-2}})} - \Omega'_{s_{1-2}} \right]} =$$

$$= \pi \cdot \frac{\operatorname{tg}16^\circ}{\left[\frac{1}{4 \cdot \cos^2 16^\circ \cdot (1 - 0,5)} - 0,5 \right]} = 21,9.$$

Принимаем $z_{л} = 22$ шт.

5. Окружной шаг лопаток рабочего колеса при входе

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z_{л}} = \frac{\pi \cdot 200}{22} = 28,6 \text{ мм.}$$

6. Окружной шаг лопаток колеса при выходе

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_{л}} = \frac{\pi \cdot 90}{22} = 12,9 \text{ мм.}$$

7. Лопатка колеса профилируется в виде части кругового кольца с плавным утонением к выходу. Исходя из возможного крепления покрывающего диска заклепками диаметром от 1,2 до 3,0 мм, выбираем толщину лопатки: при входе – $s_1 = 5$ мм, а при выходе – $s_2 = 1,4$ мм.

Профиль лопатки выполняется с постоянной толщиной s_1 на протяжении 0,50 ... 0,60 длины средней линии. После этого следует плавное утонение до толщины s_2 . Кромки лопатки закругляются: входная – радиусом $s_1/2$, а выходная – $s_2/2$.

8. Окружная толщина входной кромки

$$\Delta t_1 = \frac{s_1}{\sin \beta_1} = \frac{5}{\sin 86^\circ} = 5 \text{ мм.}$$

9. Окружная толщина выходной кромки

$$\Delta t_2 = \frac{s_2}{\sin \beta_2} = \frac{1,4}{\sin 40^\circ} = 2,2 \text{ мм.}$$

10. Действительный коэффициент стеснения потока при входе в рабочее колесо

$$\tau_{1д} = \frac{(t_1 - \Delta t_1)}{t_1} = \frac{(28,6 - 5)}{28,6} = 0,86.$$

11. Действительный коэффициент стеснения потока при выходе из рабочего колеса

$$\tau_{2д} = \frac{(t_2 - \Delta t_2)}{t_2} = \frac{(12,9 - 2,2)}{12,9} = 0,89.$$

12. Уточненная ширина лопатки рабочего колеса при выходе

$$b_{2д} = b_2 \cdot \frac{\tau_2}{\tau_{2д}} = 21 \cdot \frac{0,9}{0,83} = 22,8 \text{ мм.}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
2. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.
3. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
5. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий, Д.В. Локай, М.К. МаксUTOва и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.
6. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
7. **Абианц В.Х.** Теория авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1979. – 246 с.



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



Институт холода и биотехнологий является преемником Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий (СПбГУНиПТ), который в ходе реорганизации (приказ Министерства образования и науки Российской Федерации № 2209 от 17 августа 2011г.) в январе 2012 года был присоединен к Санкт-Петербургскому национальному исследовательскому университету информационных технологий, механики и оптики.

Созданный 31 мая 1931года институт стал крупнейшим образовательным и научным центром, одним их ведущих вузов страны в области холодильной, криогенной техники, технологий и в экономике пищевых производств.

В институте обучается более 6500 студентов и аспирантов. Коллектив преподавателей и сотрудников составляет около 900 человек, из них 82 доктора наук, профессора; реализуется более 40 образовательных программ.

Действуют 6 факультетов:

- холодильной техники;
- пищевой инженерии и автоматизации;
- пищевых технологий;

- криогенной техники и кондиционирования;
- экономики и экологического менеджмента;
- заочного обучения.

За годы существования вуза сформировались известные во всем мире научные и педагогические школы. В настоящее время фундаментальные и прикладные исследования проводятся по 20 основным научным направлениям: научные основы холодильных машин и термотрансформаторов; повышение эффективности холодильных установок; газодинамика и компрессоростроение; совершенствование процессов, машин и аппаратов криогенной техники; теплофизика; теплофизическое приборостроение; машины, аппараты и системы кондиционирования; хладостойкие стали; проблемы прочности при низких температурах; твердотельные преобразователи энергии; холодильная обработка и хранение пищевых продуктов; тепломассоперенос в пищевой промышленности; технология молока и молочных продуктов; физико-химические, биохимические и микробиологические основы переработки пищевого сырья; пищевая технология продуктов из растительного сырья; физико-химическая механика и тепло-и массообмен; методы управления технологическими процессами; техника пищевых производств и торговли; промышленная экология; от экологической теории к практике инновационного управления предприятием.

В институте создан информационно-технологический комплекс, включающий в себя технопарк, инжиниринговый центр, проектно-конструкторское бюро, центр компетенции «Холодильщик», научно-образовательную лабораторию инновационных технологий. На предприятиях холодильной, пищевых отраслей реализовано около тысячи крупных проектов, разработанных учеными и преподавателями института.

Ежегодно проводятся международные научные конференции, семинары, конференции научно-технического творчества молодежи.

Издаются журнал «Вестник Международной академии холода» и электронные научные журналы «Холодильная техника и кондиционирование», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Экономика и экологический менеджмент».

В вузе ведется подготовка кадров высшей квалификации в аспирантуре и докторантуре по 11 специальностям.

Действуют два диссертационных совета, которые принимают к защите докторские и кандидатские диссертации.

Вуз является активным участником мирового рынка образовательных и научных услуг.

www.ihbt.edu.ru
www.gunipt.edu.ru

Коротков Владимир Александрович
Татаренко Юлия Валентиновна
Данилов Михаил Михайлович

РАСЧЕТ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОГО РАДИАЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ДЕТАНДЕРА

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Титульный редактор
Р.А. Сафарова

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

Компьютерная верстка
Д.Е. Мышковский

*Печатается
в авторской редакции*

Подписано в печать 23.07.2014. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 2,09. Печ. л. 2,25. Уч.-изд. л. 2,06
Тираж 120 экз. Заказ № С 45

НИУ ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49
ИИК ИХиБТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Санкт-Петербургский национальный исследова-
тельский университет
информационных технологий,
механики и оптики
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49
Институт холода и биотехнологий
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

