

УДК 533.08

DOI: 10.17223/00213411/64/6/138

BO ZHANG, JINGJING LI, WENKAI LI, HONGHU LI

ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ РЕШЕТКИ ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ ЗУБЬЕВ И ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ФОРМЫ ЗУБА

Исследованы особенности течения воздуха через прямоточные лабиринтные уплотнения и построен алгоритм их функционирования в условиях влияния геометрических характеристик зуба. Разработано и экспериментально испытано 22 вида профиля зуба прямой зубчатой решетки. Установлено, что коэффициент текучести повышается с увеличением зазора уплотнения и толщины наконечника зуба и пропорционален высоте зуба, шагу и количеству зубьев. Показано, что при прохождении сжатого воздуха через лабиринтные уплотнения основное внимание следует уделять конструкции первых и последних зубьев в группе для повышения эффекта уплотнения.

Ключевые слова: прямоточные лабиринтные уплотнения, геометрические параметры, степень чувствительности, коэффициент расхода.

Введение

В настоящее время высокие температура и давление в паротурбинном газовом двигателе приводят к плохому уплотнению между статором и неподвижными частями, поэтому производительность двигателя тесно связана с соотношением запасов топлива и скоростью утечки [1–3]. Уменьшение утечки является наиболее важным шагом, что достигается колосниковым уплотнением. Оно очень важно при проектировании турбины, поскольку ее производительность тесно связана с качеством уплотнения, а стоимость колосникового уплотнения невелика. Под протеканием решетчатого уплотнения понимается прохождение ряда путей с высоким коэффициентом трения, ограниченных выходом. Можно сказать, что полное давление на выходе из уплотнения тесно связано с потерей индивидуальных ограничений, а предельные потери будут снижать выходное давление. По мере прохождения потока через лабиринтное уплотнение давление уменьшается в зависимости от его длины. Причиной локального статического давления в пространстве лабиринтного уплотнения и выходе из него является внезапное расширение потока в застойной точке [4, 5].

Композиционная структура колосникового уплотнения сложна, соотношение давления уплотнения и частоты вращения двигателя влияет на эмиссионные свойства [6–9]. Ранее исследовались характеристики утечки большого уплотнения при различном соотношении давлений и радиальном зазоре [10]. Было изучено на статическом испытательном стенде влияние толщины лопатки и ее профиля. Обсуждалась взаимосвязь между эксцентриситетом и утечкой лабиринтного уплотнения. В [11] экспериментально и с помощью численного моделирования проведен анализ связи между утечками лабиринтного уплотнения и давлением в его полости при комбинации отношений давления и скорости вращения. Герметичность уплотнения не была рассчитана.

В работе [12] рассматриваются расстояние между зубьями, диаметр вала, а также влияние числа Рейнольдса и зазора на остаточный коэффициент, но отсутствует заключение. В [13] проведено исследование утечки лабиринта, однако разработанный алгоритм не идеален, так как существуют дефекты герметизации. Для объяснения взаимосвязи между переменными и целевыми величинами был предложен безразмерный и взаимозависимый метод анализа [14, 15], причем метод не сводится к суммированию течений через зубья решетки. В [16] изучены результаты для некоторых геометрических схем, в которых поток утечки смешивается с основным потоком, однако метод имеет проблему расположения зубчатых колес.

На основе вышеизложенного предлагаются результаты исследования особенностей течения и алгоритм лабиринтных уплотнений в зависимости от геометрических параметров профиля зуба. Было разработано 22 варианта моделей прямых лабиринтных уплотнений, имеющих различные высоту зубьев, расстояние между ними, толщину кончика и количество зубьев. Эксперименты проводились на моделях для проверки протекания утечки линейного лабиринтного уплотнения. Исследовано влияние различных параметров на герметизацию и влияние герметизации на утечку.

Материал и методы

Для обобщения картины течения в лабиринтных уплотнениях были разработаны экспериментальные материалы и методы. На рис. 1 представлено статическое испытательное устройство. Газ под действием расширительной трубки поступает в закрытый испытательный сосуд, а затем вытекает из выхлопной трубы [17]. Ширина входного отверстия составляет 200 мм, высота – 12 мм, ширина выходного отверстия – 200 мм, а высота уменьшается до 10 мм. В ходе эксперимента закрытая модель удерживается неподвижно на опорной плите (рис. 2), при этом ширина всех моделей была одинаковой – 200 мм. Газ вытекает через общий канал под опорной плитой и под основной полостью (как указано стрелкой). С потоком сопряжены три неколлинеарные точки, которые используются для регулировки высоты и остаются неизменными для гарантирования горизонтального расположения канала.

На рис. 3 представлена подробная система нагрева (приборная панель на рис. 2) с термопарой, расположенной горизонтально под каналом. На рис. 4 показано распределение температуры и давления. Гидростатическая направляющая между двумя зубьями и направляющая полного давления на входе и выходе расположены так, как показано на рис. 3 (положения I и II), причем эксперимент проводился при соотношении давлений 1.2:1.8.

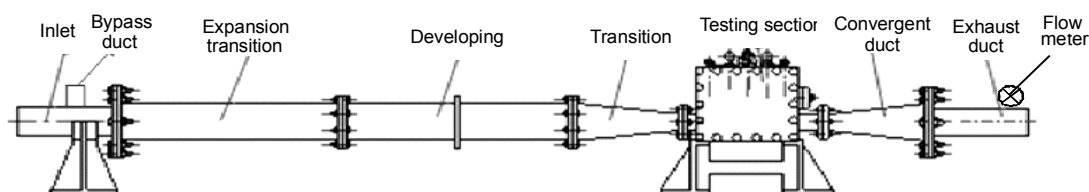


Рис. 1. Эскиз экспериментальной установки

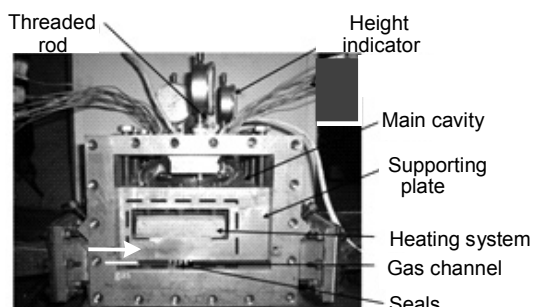


Рис. 2. Эскиз секции лабиринтного уплотнения

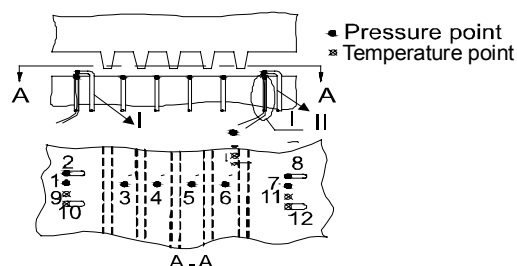


Рис. 3. Эскиз лабиринтного уплотнения

Конструкции лабиринтных уплотнений

Лабиринтное уплотнение было разработано в соответствии с вышеуказанными материалами и методами. На рис. 4 показаны размеры прямолинейного пространства уплотнения решетки. Основные геометрические параметры: t – толщина наконечника зубьев, c – зазор, H – высота уплотнения, B – герметизирующее соединение, α – угол конуса переднего уплотнения, β – угол конуса заднего уплотнения.

Существует целый ряд геометрических параметров: $0.1 \text{ мм} \leq c \leq 0.7 \text{ мм}$, $0.2 \text{ мм} \leq t \leq 0.6 \text{ мм}$, $3 \text{ мм} \leq H \leq 7 \text{ мм}$, $3 \text{ мм} \leq B \leq 9 \text{ мм}$, $0 \leq \alpha \leq 15^\circ$, $0 \leq \beta \leq 15^\circ$.

В качестве основного критерия эксперимента взят метод факторного вращения 22 моделей, а в качестве базовой рассматривается модель 3. Параметры приведены в таблице.

Модели 1–5 имеют ширину зуба t , модели 6–9 – H , модели 10–14 указывают на ширину герметизирующей полости B , модели 15–17 представляют зуб номер N , а модели 18–22 были ориентированы на влияние лабиринтного зазора c зуба в отличие от базовой модели 3. Передний угол α и задний угол β уплотнительных конусов такие же, как и у вышеприведенной модели (рис. 5 для различных моделей уплотнений).

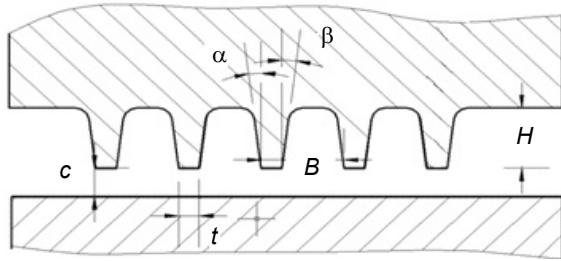


Рис. 4. Параметры лабиринтного уплотнения

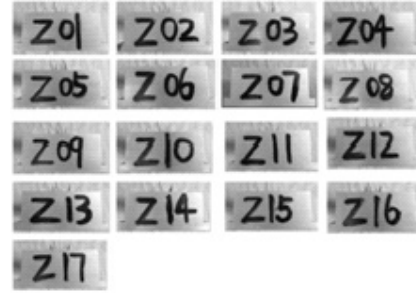


Рис. 5. Модели различных уплотнений

Геометрические параметры зуба

№ модели	t , мм	H , мм	B , мм	N	c , мм
1	0.2	4.8	4	3	0.3
2	0.3	4.8	4	3	0.3
3	0.4	4.8	4	3	0.3
4	0.5	4.8	4	3	0.3
5	0.6	4.8	4	3	0.3
6	0.4	3	4	3	0.3
7	0.4	4	4	3	0.3
8	0.4	6	4	3	0.3
9	0.4	7	4	3	0.3
10	0.4	4.8	3	3	0.3
11	0.4	4.8	5	3	0.3
12	0.4	4.8	6	3	0.3
13	0.4	4.8	7	3	0.3
14	0.4	4.8	8	3	0.3
15	0.4	4.8	4	2	0.3
16	0.4	4.8	4	4	0.3
17	0.4	4.8	4	5	0.3
18	0.4	4.8	4	3	0.1
19	0.4	4.8	4	3	0.2
20	0.4	4.8	4	3	0.4
21	0.4	4.8	4	3	0.5
22	0.4	4.8	4	3	0.6

Экспериментальные результаты и анализ

В качестве экспериментальных объектов были взяты вышеописанные 22 лабиринтных уплотнительных механизма с различными техническими характеристиками. Цель исследования – изучение влияния различных параметров на эффект уплотнения.

Эффективность разряжения C_D для прямого зубчатого уплотнения с гладкой стенкой выражается как

$$C_D = \frac{m_r}{m_i}, \quad (1)$$

где

$$m_i = \frac{p_0 A}{\sqrt{\kappa R T_0}} \sqrt{\frac{2\kappa^2}{\kappa-1} \left(\frac{p_n}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}. \quad (2)$$

В приведенной формуле m_r – массовый расход утечки, отображаемый расходомером в преобразователе, m_i – теоретический массовый расход утечки в изоэнтропическом приближении [18].

Отношением p_n/p_0 представлена сравнительная зависимость между давлением на входе и выходе (рис. 4), что также показывает давление вдоль путей движения воздуха. Площадь сечения

пространственного зазора равна $A = W \cdot c$ (W – ширина лабиринта; c – зазор между зубами лабиринта). Известен относительный коэффициент вариации эффективности разряда:

$$\varepsilon_i = \frac{ABS(C_{di+1}^{(X)} - C_{di}^{(X)})}{\sum_{i=1}^n ABS(C_{di+1}^{(X)} - C_{di}^{(X)})} \quad (1 \leq i \leq n), \quad (3)$$

где X обозначает любой геометрический фактор; i – порядковый номер геометрических факторов; C_d – эффективность разрядки. Расчет проведен при перепаде давлений 1.6.

На рис. 6 представлена зависимость коэффициента расхода от величины уплотнительного зазора c . При непрерывном расширении зазора C_d обнаруживает медленно восходящую тенденцию. Если взять в качестве примера коэффициент давления 1.8, то относительный коэффициент вариации уменьшается с увеличением зазора уплотнения [19].

По мере увеличения зазора с 0.1 до 0.2 мм относительный коэффициент вариации ε увеличивается до 31.8%. При росте зазора с 0.5 до 0.6 мм коэффициент ε уменьшается до 3.5%. Следует отметить, что при увеличении зазора увеличивается площадь потока, но уменьшаются скорость течения на кончике зуба и скорость завихрения в полости между зубьями, что приводит к снижению эффективности уплотнения [20–25]. С уменьшением зазора между зубьями лабиринтного уплотнения снижается его герметичность.

На рис. 7 показана зависимость коэффициента расхода от высоты уплотнения H . С увеличением высоты уплотнения C_d уменьшается при каждом коэффициенте расхода, а объем полости лабиринтного уплотнения увеличивается, при этом завихрение в полости постоянно растет, что приводит к быстрому рассеиванию кинетической энергии и уменьшению утечки уплотнения.

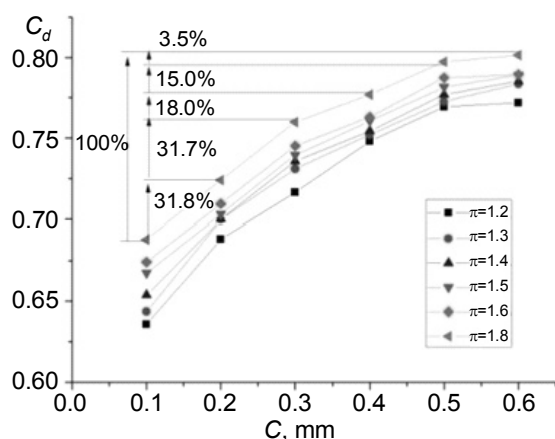


Рис. 6. Коэффициент расхода при различных значениях c

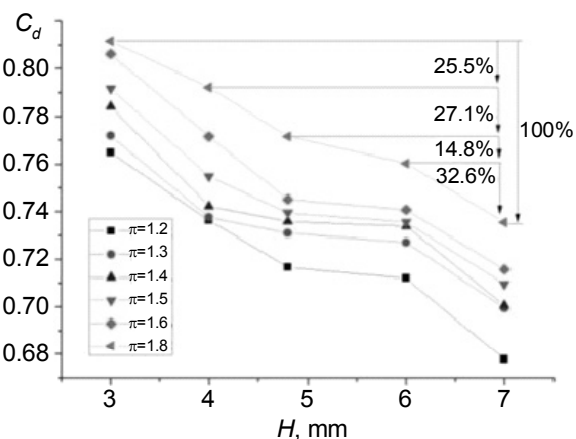


Рис. 7. Коэффициент расхода на разных высотах

На рис. 8 показана зависимость коэффициента расхода от расстояния уплотнения B . Когда размер уплотнения был увеличен с 3 до 4 мм, тогда коэффициент ε повысился до 23.5%, далее до 53.1%, а затем до 1.4%. С увеличением размера уплотнения объем полости лабиринтного уплотнения также растет, вихревой поток в полости усиливается, кинетическая энергия быстро рассеивается, диссипирующая энергию вибрация полости мала, а убывающая тенденция C_d отлагая.

Зависимость коэффициента расхода от ширины потока напора T приведена на рис. 9. По мере увеличения ширины повышается и C_d . Эффект протекания растет с увеличением количества стекающих по стенке в зазор струй и уменьшается (герметичность увеличивается) с понижением угла расширения струи.

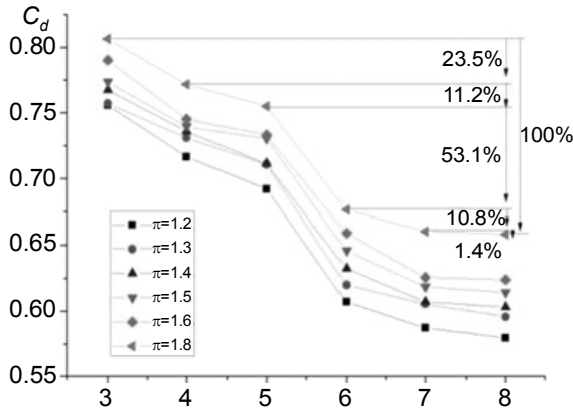


Рис. 8. Коэффициент расхода при различных B

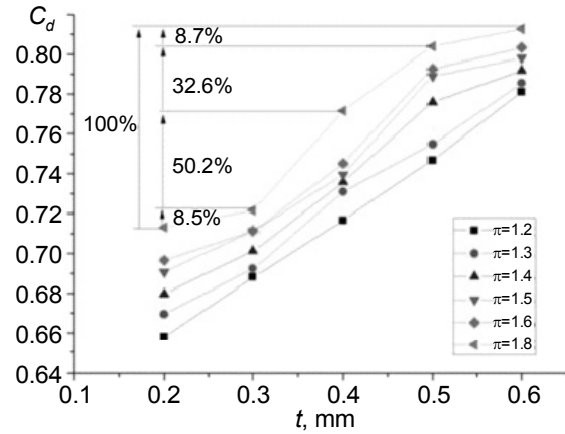


Рис. 9. Коэффициент расхода при различных t

На рис. 10 показана зависимость коэффициента расхода от количества уплотнений. С увеличением количества уплотнений наблюдалась тенденция к снижению параметра C_d [26–28], в то время как коэффициент ϵ оставался неизменным. С увеличением количества уплотнений усиливаются дросселирующий эффект наконечника зуба и завихрение в полости, что ускоряет рассеивание кинетической энергии.

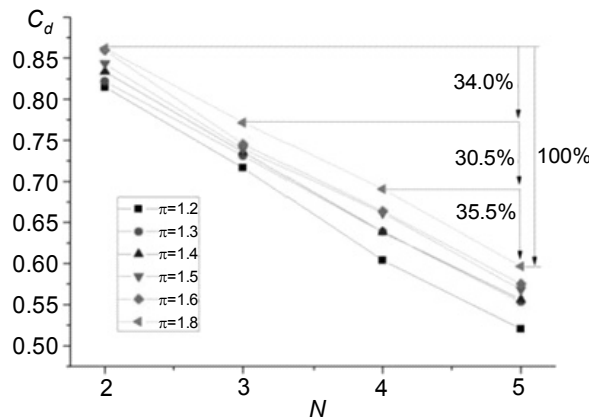


Рис. 10. Коэффициент расхода при различных N

Причиной изменения коэффициента расхода в ходе экспериментов является различие соответствующих геометрических параметров в моделях. Поэтому чувствительность геометрических параметров к коэффициенту расхода была проанализирована в сочетании с коэффициентом чувствительности к потоку:

$$M_X = \frac{\sum_{i=1}^n \text{ABS}(C_{di+1}^{(X)} - C_{di}^{(X)})}{X_n - X_1} \quad (1 \leq i \leq n). \quad (4)$$

Согласно приведенным экспериментальным данным, коэффициент чувствительности различных факторов может быть получен при $\pi = 1.8$, $MC = 0.2724$, $MT = 0.2488$, $MH = 0.0190$, $MB = 0.0296$. Из приведенных значений следует $MC > MT > MB > MH$, т.е. эффективное изменение представляет $c \rightarrow t \rightarrow B \rightarrow H$. Из сравнения всех коэффициентов получено, что тенденция изменения одинакова.

Таким образом, тенденция влияния изменения диапазона параметров на чувствительность при едином условии такова: $c \rightarrow t \rightarrow B \rightarrow H$.

Обсуждение

На рис. 11 показаны распределения статического давления на входном и выходном сечениях и внутри каждой полости лабиринтного уплотнения в отдельных условиях для значений $N = 2, 3, 4$. Видно, что давление непрерывно уменьшается вдоль оси с ростом N . Перепады давления, происходящие через каждую полость зуба, почти одинаковы, проявляются лишь незначительные изменения в различных соотношениях давлений.

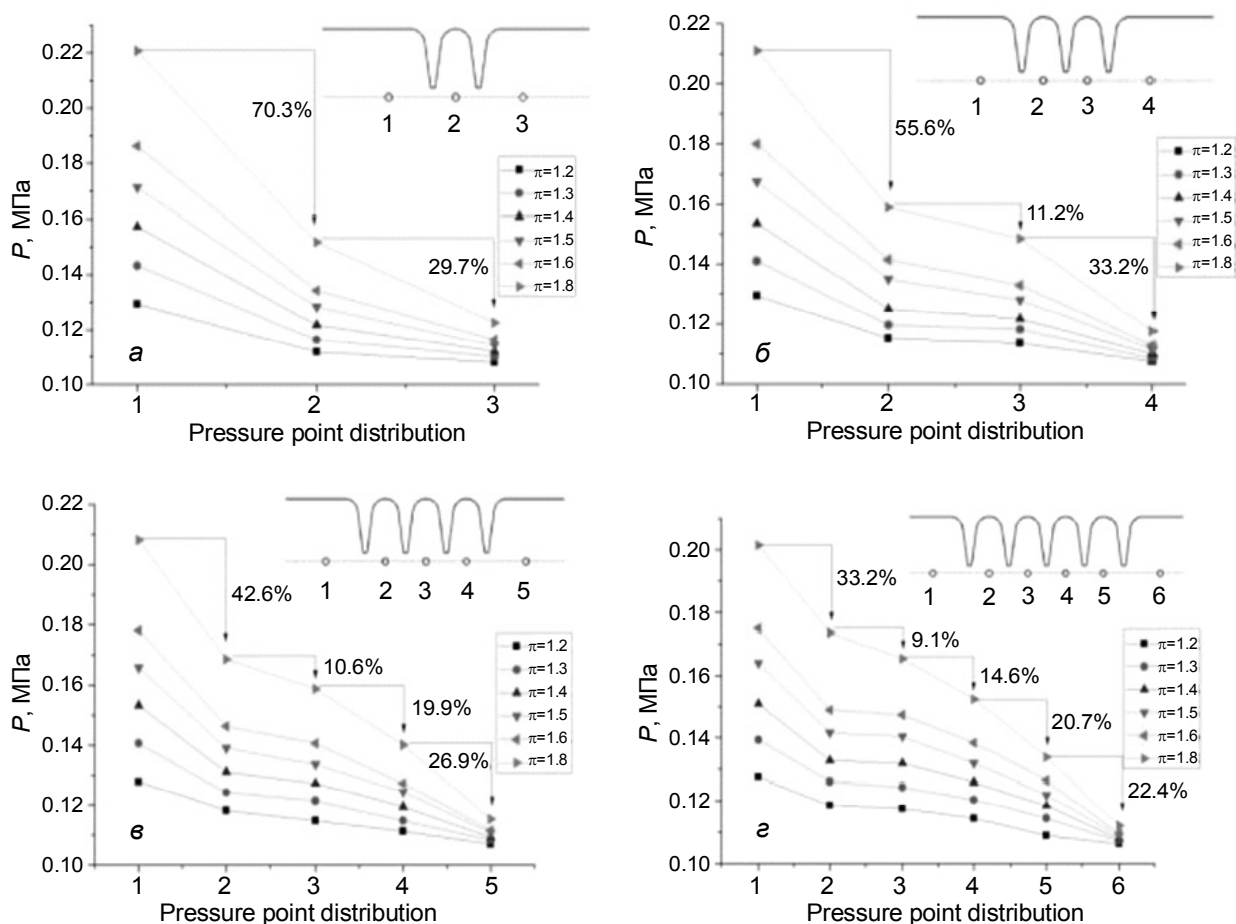


Рис. 11. Изменение давления в полости с $N = 2$ (а), 3 (б), 4 (в) и 5 (г)

Падение давления воздушного потока, проходящего через каждый зубец всего перепада давления лабиринта при $\pi = 1.8$, приведено на рис. 11. Можно заметить, что наибольшие перепады происходят в первых зубьях. Это вызвано сокращением и расширением области течения [29, 30]. Когда воздушный поток входит в первую секцию зуба из горизонтального канала с резким сужением секции, тогда воздушный поток сжимается на кончике зуба. Затем поток втекает в первую полость, отношение площади дросселя и угол струи сильно меняются, а давление внезапно падает. То же самое повторяется в следующем зубе. По мере увеличения числа зубьев с 2 до 5, относительный перепад давления в первой и последней секциях постепенно уменьшается. При прохождении через несколько средних зубов соответствующий перепад давления в них несколько увеличивался.

Относительное падение давления в первой секции снизилось с 70.3 до 33.2%, в то время как в последней секции – с 29.7 до 22.4% [31–33]. Как можно заметить, первые и последние зубья играют наиболее важную роль в конструкции. Средние зубья вызывают относительно небольшой перепад давления с незначительными изменениями в области лабиринтного уплотнения.

Выводы

В данной работе разработаны варианты 22 прямых лабиринтных уплотнений с различными геометрическими параметрами: ширины зуба t , расстояния уплотнения B , зазора c , высоты зуба H ,

числа зубьев N и давления 1.2 Н. Исследованы характеристики герметичности лабиринтного уплотнения и получены следующие результаты:

1. В лабиринтном уплотнении эффективность растет с повышением степени давления в уплотнении. Уплотнение улучшается с увеличением количества зубьев, их высоты и расстояния между ними.

2. Порядок, в котором диапазон геометрических параметров влияет на чувствительность коэффициента потока, выглядит следующим образом: $c \rightarrow t \rightarrow B \rightarrow H$.

3. В лабиринтном уплотнении первые и последние зубья играют разную роль, наиболее важными являются первые зубья. С увеличением числа зубьев N от 2 до 5 доля перепада давления в первой секции уменьшалась с 70.3 до 33.2%, а в последней – с 29.7 до 22.4%.

Эксперименты показали, что при прохождении сжатого воздуха через лабиринтные уплотнения падение давления на первых и последних зубьях больше, чем на средних. Поэтому, если уделять больше внимания конструкции первого и последнего зубьев, то эффект уплотнения будет лучше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zhu R.S., Lu Y.G., et al. // *At. Energ. Sci. Tech.* – 2016. – V. 50. – No. 7. – P. 1216–1223.
2. Qiao H.L., Yu J.Y., and Wang C. // *J. China Acad. Electron. Inf. Tech.* – 2016. – V. 11. – No. 6. – P. 574–576.
3. Soni A. and Singh S.N. // *Sol. Energ.* – 2017. – V. 148. – P. 149–156.
4. Melo T.D., Goulart J.N.V., Anflor C.T.M., et al. // *Eur. J. Mech. B. Fluids.* – 2017. – V. 62. – No. 3–4. – P. 130–138.
5. Ye H., Ge X.S., Zhuang S.Y., et al. // *Acta Energ. Solaris Sin.* – 2003. – V. 24. – No. 1. – P. 27–31.
6. Zhang B., Li J.J., Li W.K., et al. // *J. Comput. Theor. Nano. Sci.* – 2017. – V. 14. – No. 3. – P. 1528–1534.
7. Avanaki M.J. and Jeddi A.A.A. // *J. Text. Inst. Proc. Abstr.* – 2016. – V. 108. – No. 3. – P. 418–427.
8. Guo M.K., Wang Q.H., Yang J.Z., et al. // *J. Yangtze Univ. Nat. Sci. Ed.* – 2015. – V. 12. – No. 32. – P. 55–60.
9. Tong F., Zhang L., Hua R., et al. // *J. Propul. Tech.* – 2015. – V. 36. – No. 1. – P. 119–123.
10. Yang Z.H., Gong H.J., Li Y.J., et al. // *China Sciencepaper.* – 2016. – V. 11. – No. 5. – P. 527–532.
11. Cui L., Li G.Q., Han G., et al. // *Gas Turb. Technol.* – 2017. – V. 30. – No. 1. – P. 41–47.
12. Fu X., Cao Y.H., Zhang Y.B., et al. // *Acta Armamentarii.* – 2017. – V. 38. – No. 4. – P. 824–832.
13. Zhang B., Ji H.H., Du F.Q., et al. // *J. Propul. Technol.* – 2016. – V. 37. – No. 2. – P. 304–310.
14. Cui H.F., Liao S.N., and Gao Q.W. // *Intern. Combust. Engines.* – 2016. – V. 34. – No. 6. – P. 1–4.
15. Wang H.G. and Su C.J. // *J. Netshape Forming Eng.* – 2017. – V. 25. – No. 1. – P. 66–70.
16. Yang F., Zhu H.S., Jiao S.Q., et al. // *West-China Explor. Eng.* – 2016. – V. 28. – No. 5. – P. 47–49.
17. Teng L., Li Y.X., Liu M., et al. // *Oil Gas Storage Transp.* – 2016. – V. 35. – No. 11. – P. 1179–1186.
18. Lei Z., Kong X.Z., Liu G.W., et al. // *J. Propul. Technol.* – 2017. – V. 38. – No. 11. – P. 2588–2596.
19. Wang Z.K., Zeng Z.X., Xu Y.H., et al. // *J. Propul. Technol.* – 2015. – V. 36. – No. 3. – P. 405–412.
20. Wu F., Lu K.L., and Xiao Y. // *Fire Sci. Technol.* – 2015. – V. 34. – No. 7. – P. 863–865.
21. Gao W. and Wang W. // *Colloq. Math.* – 2017. – V. 147. – No. 1. – P. 55–65.
22. Kang L., Du H.L., Du X., et al. // *Desalination and Water Treat.* – 2018. – V. 44. – No. 25. – P. 296–301.
23. Li D., Wang L., Peng W., et al. // *Polym. Compos.* – 2017. – V. 38. – No. 9. – P. 2009–2015.
24. Simoes A.M. // *J. Interdiscipl. Math.* – 2018. – V. 21. – No. 3. – P. 645–667.
25. Styugin M.A., Kytmanov A.A., and Yamskikh T.N. // *J. Discrete Math. Sci. Cryptogr.* – 2018. – V. 21. – No. 3. – P. 679–694.
26. Gao W. and Wang W.F. // *J. Differ. Equ. Appl.* – 2017. – V. 23. – No. 1-2SI. – P. 100–109.
27. Gao W. and Wang W. // *Colloq. Math.* – 2017. – V. 149. – No. 2. – P. 291–298.
28. García-Planas M.I. and Klymchuk T. // *Appl. Math. Nonlinear Sci.* – 2018. – V. 3. – No. 1. – P. 97–104.
29. Dusunceli F. // *Appl. Math. Nonlinear Sci.* – 2019. – V. 4. – No. 2. – P. 365–370.
30. Zhao W., Shi T., and Wang L. // *Appl. Math. Nonlinear Sci.* – 2020. – V. 5. – No. 1. – P. 71–84.
31. Harraga H. and Yebdri M. // *Appl. Math. Nonlinear Sci.* – 2018. – V. 3. – No. 1. – P. 127–150.
32. Nasir A.M., Husnine S.M., Ak T., et al. // *Math. Meth. Appl. Sci.* – 2018. – V. 41. – No. 16. – P. 6611–6624.
33. Morales-Delgado V.F., Gomez-Aguilar J.F., and Atangana A. // *Therm. Sci.* – 2019. – V. 23. – No. 2B. – P. 1279–1287.

Поступила в редакцию 24.11.2020.

Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, China

Bo Zhang, Ph.D., Assistant Professor Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, e-mail: zhangbo_pe@nuaa.edu.cn;
Jingjing Li, Master, Engineer Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, e-mail: 15950500096@163.com;
Wenkai Li, Master, Engineer Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, e-mail: hq229818631@163.com;
Honghu Ji, Ph.D., Professor Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, e-mail: NUAA0096dyy@163.com.