

УДК 621.165

А.В. Захаров, Г.Г. Шпензер, А.М.Тюхтяев

УСТОЙЧИВОСТЬ ПОТОКА В ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

A.V. Zakharov, G.G. Shpenzer, A.M. Tyukhtyaev

FLOW STABILITY IN LPC LAST STAGES IN VARYING OPERATING MODES

В статье рассмотрены вопросы устойчивости течения потока в последних ступенях цилиндров низкого давления на номинальном и переменных режимах работы. Проанализированы различные режимы работы ступеней паровых турбин. Получены зависимости пульсаций потока, зон устойчивости потока и динамических напряжений от режима работы ступени. Определены критические режимы, характеризующие отрывные явления в рассмотренных ступенях.

ПАРОВАЯ ТУРБИНА; УСТОЙЧИВОСТЬ ПОТОКА; ПУЛЬСАЦИИ; КРИТИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ; ОТРЫВ ПОТОКА.

In the article it has been examined an issue of flow stability of LPC last stages at design and varying operating modes. Different stages of steam turbines have been analyzed. Important dependences have been achieved, including flow fluctuation and stability zones, as well as dynamic stresses while changing the operational mode. Critical modes have been determined, which characterize flow separation for the examined stages.

STEAM TURBINE; FLOW STABILITY; FLOW FLUCTUATION; CRITICAL MODES; FLOW SEPARATION.

Создание высокоэффективных турбоэнергоблоков — приоритетная задача развития промышленной теплоэнергетики. Поскольку в мощных паровых турбинах, имеющих несколько цилиндров низкого давления (ЦНД), вырабатывается до 70 % мощности всего агрегата (турбины, работающие в области влажного пара), то ясна актуальность и важность повышения надежности и экономичности существующих цилиндров паровых турбин.

На современных тепловых и атомных электростанциях большая часть электроэнергии вырабатывается на номинальном расчетном режиме работы паротурбинной установки (ПТУ). И потому разработка проточных частей паровых турбин и решеток профилей лопаток проводится применительно к номинальному расчетному режиму работы ПТУ. При покрытии всего диапазона суточного графика потребления электроэнергии паровые турбины могут работать как на максимальном режиме работы, превышающем

номинальный расчетный, так и на режимах с расходом пара меньше номинального. Поэтому в процессе оптимизации работы турбины необходимо рассмотреть проектируемую ступень на всех режимах работы, включая режимы с максимальным и минимальным расходом пара. Поскольку профили рабочих лопаток соответствуют номинальному режиму, то при увеличенном объеме расходе пара ($\bar{G}v$) возникают положительные углы атаки при обтекании профилей, провоцирующие срывные явления потока при наличии дополнительных стимуляторов отрыва. Особенно негативно изменение углов натекания потока сказывается в сверхзвуковом потоке при больших числах Маха (M_{W2}^* до 2 и более), так как в этом случае возникают скачки уплотнения, значительно снижающие КПД ступени.

Сложная структура высокоскоростного потока в последних ступенях мощных паровых турбин мало изучена, несмотря на существующие современные методы расчета потока. Это связано

с тем, что эти методы не позволяют в полной мере учитывать все факторы, влияющие на структуру потока, так как используются идеализация и вынужденные упрощения при моделировании парового потока. К ним относятся: наличие влажной фазы, срывные явления, вихревые течения, скачки уплотнения, турбулентность, шероховатость ступеней и т. д. Поэтому решение проблемы повышения экономичности и надежности работы последних ступеней ЦНД посредством совершенствования аэродинамики проточных частей необходимо проводить в совокупности с экспериментальными исследованиями. Настоящая работа направлена на получение эмпирических и полуэмпирических зависимостей, основанных на анализе экспериментальных данных, которые необходимы для конструктивных мероприятий по совершенствованию проточных частей турбин, а также для повышения точности существующих расчетов.

Анализ результатов экспериментальных исследований

Неблагоприятные условия обтекания профилей в корневой и периферийной зонах лопаток связаны с появлением сильных пульсаций, которые отмечены в ряде экспериментальных исследований. Так, например, в исследованиях KWU [1] начиная от режима $\bar{N} = 0,4$ до режима \bar{N}_{\max} относительные динамические напряжения $\bar{\sigma}_d$ в рабочих лопатках последней ступени изменялись линейно, увеличиваясь приблизительно в 4 раза (рис. 1). В опытах ХТГЗ при

переходе от $\bar{Gv} = 0,6-0,7$ к $\bar{Gv} = 1,0-1,1$ пульсации полного напора в последнем рабочем колесе (РК) возрастали в 3–3,5 раза. В некоторых случаях в области больших \bar{Gv} наблюдался значительный рост пульсаций. Так, в опытах ХТГЗ с последними ступенями турбины К-300 (4-я и 5-я ступени) при $\bar{Gv} = 1,0-1,2$ пульсации полного напора достигали величины около 16–20%. Результаты проведенных исследований показаны на рис. 2.

Эти результаты опытов подтверждают, что в области $\bar{Gv} > \bar{Gv}_{\max}$ пульсации и соответствующие им динамические напряжения в лопатках имеют тенденцию существенно возрастать под влиянием обтекания профилей с положительными углами атаки. Если профили лопаток выбираются для расчетного режима, то уже при максимальном режиме положительные углы атаки в ступени большой верности могут возбуждать опасные пульсации. Поэтому, выбирая режим, необходимо иметь полную уверенность, что при $\bar{Gv}_{\max} = 1,0-1,2$ под влиянием всех возмущающих сил запас устойчивости в корневой зоне будет достаточным для надежной работы ступени.

Выбирая номинальный расчетный режим работы ступеней, необходимо считаться и с характером ветви КПД слева от расчетного режима [2, 3]. В этой области резкое падение КПД (η^*) связано с отрывными явлениями и пульсациями полного давления.

Накопленный большой опыт проектирования ЦНД мощных турбин дает возможность

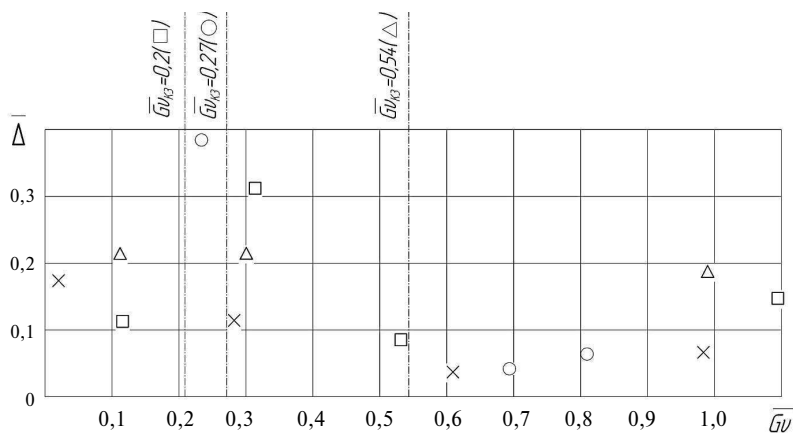


Рис. 1. Зависимость пульсаций полного напора от объемного расхода:
 □— К-300, 5-я ступень (ХТГЗ); ○— К-500 (ХТГЗ); △— К-300, 5-я ступень (ХТГЗ);
 ×— одиночная ступень ХПИ ($d/l = 2,58$)

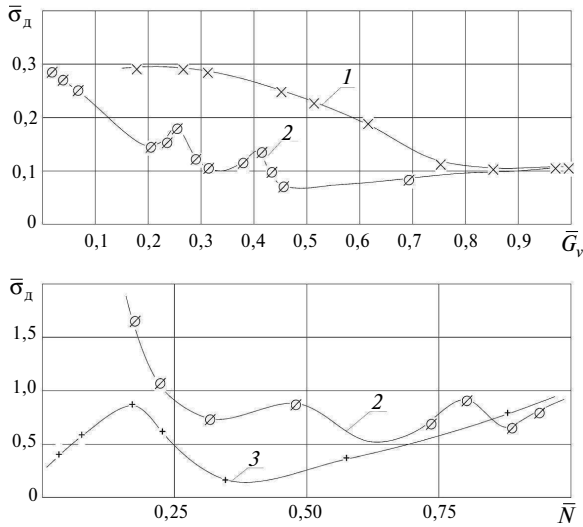


Рис. 2. Зависимость динамических напряжений в лопатках от нагрузки турбины:
 1 — одиночная ступень ХПИ; 2 — ступень К-200В (Skoda, $d/l = 2,9$); 3 — ступень KWU $d/l = 2,83, l_2 = 1080$ мм

достаточно точно установить два критических режима работы турбины: \overline{Gv}_{K2} (начало отрыва потока в корневой зоне ступени) и \overline{Gv}_{K3} (режим торможения) (рис. 3).

Третья критическая точка (\overline{Gv}_{K3}) достаточно точно определяется следующей эмпирической формулой В.Н.Пономарева [5]:

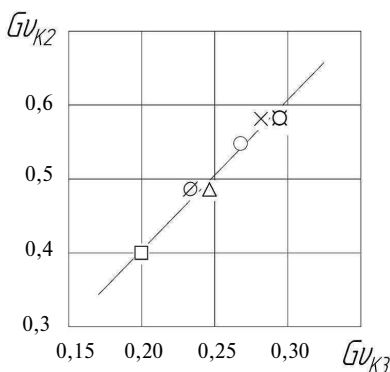


Рис. 3. Критические режимы работы последней ступени Gv_{K2} и Gv_{K3} для ряда высокоэффективных проточных частей турбин:

- — К-500 ХТГЗ; □ — К-300 4-я ступень ХТГЗ; Δ — ПТ-60-130 ЛМЗ;
- × — К-300-240 (13) ЛМЗ;
- — К-200 А Skoda; ∅ — К-200 В Skoda

$$\overline{Gv}_{K3} = \frac{\left(\frac{U}{C_0}\right)_p^2}{\left[\left(\frac{U}{C_0}\right)_p^2 + 0,5\left(\frac{v_{2p}}{v_{1p}}\right)\eta_{вп}\right]}, \quad (1)$$

где $\left(\frac{U}{C_0}\right)_p$, $\eta_{вп}$ — оптимальные значения этих величин на расчетном режиме; v_{1p} , v_{2p} — значения удельных объемов пара перед рабочим колесом и за ним на расчетном режиме.

Значения же \overline{Gv}_{K2} достаточно уверенно можно принять исходя из полученных экспериментальных данных для высокоэффективных проточных частей, состоящих из четырех-пяти ступеней:

$$\overline{Gv}_{K2} = (2 - 2,5)\overline{Gv}_{K3}. \quad (2)$$

Уравнение (2) справедливо для ступеней с положительной степенью реактивности ρ'_T . В зависимости от ряда факторов (например, в случаях обратной закрутки или наличия неоптимальной перекрыши у периферии рабочего колеса) соотношение (2) может существенно изменяться. Поскольку речь идет об исходной модели, нет необходимости на данном этапе уточнять положение второй критической точки. Обратим внимание, что режим торможения для хорошо спроектированной турбинной ступени находится в диапазоне

$$\overline{Gv}_{K3} = 0,2 - 0,25. \quad (3)$$

При рассмотрении использованы лишь те экспериментальные данные отсеков ступеней, которые имели положительную степень реактивности ρ'_T в последующей ступени. Отсеки же с отрицательной степенью реактивности ρ'_T имели вторую критическую точку (место начала отрыва потока — \overline{Gv}_{K2}), резко выпадающую из поля экспериментальных точек отсеков с $\rho'_T > 0$ (на рис. 3 не показаны). Рассмотренные ступени имели степень верности $d/l = 2,9 - 3,5$ и расчетный перепад энтальпий $H_0 = 195 - 235 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

В двухступенчатом отсеке начало отрыва \overline{Gv}_{K2} было меньшим, чем в многоступенчатой турбине, из-за наличия малого числа стимуляторов отрыва (например, в силу влияния числа ступеней в отсеке).

Заметим, что в расчетах оценка второй критической точки базируется на экспериментальных данных для наиболее совершенных моделей турбин. Третья же критическая точка достаточно точно определяется по (1), если известен КПД отсека η_B .

В заключение можно сделать вывод, что все три критические точки, характеризующие аэродинамику корневой зоны, связаны с выбором расчетного режима. Поэтому для повышения маневренных качеств ЦНД необходимо, чтобы начало отрыва (точка \overline{Gv}_{K2}) находилось на достаточном удалении от расчетного режима работы.

Для повышения маневренных качеств турбины очень важно обеспечить (без ограничения по времени) максимально возможную мощность при заданном давлении в конденсаторе, чему соответствует \overline{Gv}_{\max} . Этот расход пара может быть значительно больше, чем \overline{Gv}_p . Если на номинальном расчетном режиме были выбраны профили лопаток и углы потока, обеспечивающие максимальный КПД (η_p^*), то на режиме \overline{Gv}_{\max} поток будет обтекать эти профили при положительных углах атаки. Поэтому следует обращать внимание на пульсации потока в последней ступени большой веерности на режимах \overline{Gv}_{\max} . Эти пульсации возрастают с увеличением углов атаки, и их величина должна ограничиваться по соображениям прочности лопаток.

Выполненный анализ последних ступеней позволил установить, что в ступенях предельной веерности значительный сдвиг номинального расчетного режима от максимального не всегда

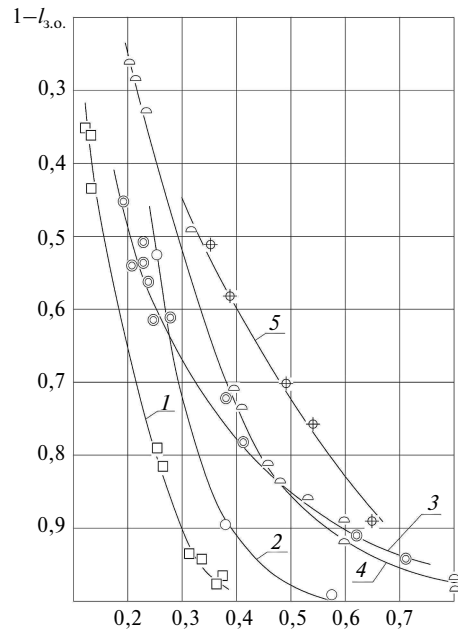


Рис. 4. Зона устойчивости потока для последних ступеней мощных паровых турбин:

1 — К-300 4-я ступень ХТГЗ; 2 — К-500 ХТГЗ; 3 — К-300–240 ЛМЗ; 4 — К-300 5-я ступень ХТГЗ; 5 — одиночная ступень ХПИ, $d/l = 2,28$ (испытания на воздухе); 5 — l — высота зоны отрыва

допустим, и существенный экономический эффект от этого сдвига может быть реализован лишь для ступеней с достаточно большим отношением d/l . При проектировании последнего рабочего колеса необходим поиск новых конструктивных решений в дополнение к известным способам, таким, как тангенциальный наклон направляющих лопаток и обратная закрутка потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самойлович Г.С., Трояновский Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982. 494с.: ил.
2. Захаров А.В., Шпензер Г.Г. Критические режимы работы последних ступеней мощных паровых турбин с лопатками предельной длины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №1 (166). С. 41–44.
3. Захаров А.В., Шпензер Г.Г., Рассходин В.А. Устойчивость потока в рабочем колесе при различных условиях на входе в ступень // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №3 (178). С. 28–31.

4. Носовицкий А.И., Шпензер Г.Г. Газодинамика влажнопаровых турбинных ступеней. Л.: Машиностроение, 1977. 184 с.
5. Пономарев В.Н. Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов от номинальной нагрузки до холостого хода: автореферат дис. ... докт. техн. наук / В.Н. Пономарев. Харьков, 1977. 43 с.
6. Кириллов И.И., Шпензер Г.Г., Саркар С. Вынужденные колебания параметров потока в срывных зонах сопла Лавалья // Теплоэнергетика, 1983. №12. С. 60–62.

7. **Симкин М.С.** Повышение экономичности проточных частей низкого давления паровых турбин на базе разработки усовершенствованных методов расчета: автореф. дис. ... канд. техн. наук / М.С. Симкин. Л., 1978. 20 с.

8. **Кириллов И.И., Шпензер Г.Г., Варшавчик А.М.** Влияние резкого раскрытия меридиональных обводов проточной части цилиндра низкого давления паровых

турбин на эффективность турбинных ступеней. Известия вузов. Энергетика. 1988. №5. С. 61–65.

9. **Кириллов И.И.** Теория турбомашин. М.-Л.: Машиностроение, 1972. 536 с.

10. **Гаркуша А.В.** Исследование и разработка проточной части низкого давления мощных паровых турбин: автореф. дис...д-ра техн. наук/ А.В. Гаркуша. Харьков, 1980. 43 с.

REFERENCES

1. **Samoilovich G.S., Troyanovskiy B.M.** Peremennye i perekhodnye rezhimy v parovykh turbinakh— М.: Energoizdat, 1982. S. 494 s. (rus.)

2. **Zakharov, A.V. Shpenzer G.G., Rassokhin V.A.** Kriticheskie rezhimy raboty poslednikh stupeni moshchnykh parovykh turbin s lopatkami predel'noi dliny. SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2013. (rus.)

3. **Zakharov A.V., Shpenzer G.G.** Ustoychivost potoka v rabochem kolese pri razlichnykh usloviyakh na vkhode v stupen. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPb-GPU*. 2013. №3 (178). S. 28–31. (rus.)

4. **Nosovitskii A.I., Shpenzer G.G.** Gazodinamika vlazhnoparovykh turbinnykh stupeni. L.: Mashinostroyeniye, 1977. 184 s. (rus.)

5. **Ponomarev N.V.** Issledovaniya poslednikh stupeni moshchnykh parovykh turbin v diapazone rezhimov ot nominalnoi nagruzki do kholostogo khoda: avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk. Kharkov, 1977. 43 s. (rus.)

6. **Kirillov, I.I. Shpenzer G.G., Sarkar S.** Vynuzhden-

nyye kolebaniya parametrov potoka v sryvnykh zonakh sopla Lavalya. *Teploenergetika*, 1983. №12. S. 60–62. (rus.)

7. **Simkin M.S.** Povysheniye ekonomichnosti protochnykh chastey nizkogo davleniya parovykh turbin na baze razrabotki usovershenstvovannykh metodov rascheta: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk / M.S. Simkin. L., 1978. 20 s. (rus.)

8. **Kirillov I.I., Shpenzer G.G., Varshavchik A.M.** Izvestiya vuzov / Vliyanie rezkogo raskrytiya meridionalnykh obvodov protochnoy chasti tsilindra nizkogo davleniya parovykh turbin na effektivnost raboty turbinnykh stupeny. *Energetika*, 1988. №5. S. 61–65. (rus.)

9. **Kirillov I.I.** Teoriya turbomashin. М.-Л.: Mashinostroyeniye, 1972. 536 s. (rus.)

10. **Garkusha A.V.** Issledovaniye i razrabotka protochnoy chasti nizkogo davleniya moshchnykh parovykh turbin: avtoref. dis...d-ra tekhn. nauk/ A.V. Garkusha. Kharkov, 1980. 43 s. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЗАХАРОВ Александр Владимирович — аспирант кафедры турбинных двигателей и установок Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29; e-mail: vobla777@mail.ru

ШПЕНЗЕР Геннадий Григорьевич — кандидат технических наук доцент кафедры турбинных двигателей и установок Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, механический корпус, E-mail: shpenzer.g@gmail.com

ТЮХТЯЕВ Алексей Михайлович — аспирант кафедры турбинных двигателей и установок Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29; e-mail: Tyukhtyaev_AM@lmz.power-m.ru

AUTHORS

ZAKHAROV Aleksandr V. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: vobla777@mail.ru

SHPENZER Gennady G. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: shpenzer.g@gmail.com

TYUKHTYAEV Aleksey M. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: Tyukhtyaev_AM@lmz.power-m.ru