

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОЩНЫХ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Процесс развития судовых энергетических установок в последние годы характеризуется широким внедрением паровых и газовых турбин. Турбины все больше и больше находят применение в качестве главных двигателей на мощных крупнотоннажных судах.

В зависимости от назначения судна требования к весовым и габаритным характеристикам, а также к характеристикам по экономичности их турбинных установок, различны. Удовлетворение этим требованиям достигается за счет реализации различных мероприятий, в том числе за счет рационального проектирования турбинных лопаток, являющихся наиболее ответственным элементом проточной части турбин.

Наряду с общими чертами теории теплового расчета и проектирования облопачивания стационарных и судовых турбин, имеется и ряд отличий для последних. Это обусловлено спецификой условий эксплуатации судовых турбин и особо повышенными требованиями к их весовым и габаритным характеристикам. Для судовых турбин необходимы специальная компоновка проточной части (специальные ступени уменьшенных ходов, ступени заднего хода), принятие повышенных теплоперепадов на отдельные ступени (в том числе, сверхкритических), применение специальных форм профилей лопаток и ряд других мероприятий [1, 2].

Судовые паротурбинные установки, работающие при начальном давлении пара 40–50 атм и температуре пара 450–480°C, имеют экономический к. п. д. 24–27%.

При повышении давления до 70–80 атм и температуры пара до 500–550°C экономический к. п. д. возрастает до 29–31%. Дальнейшее повышение начального давления пара и совершенствование установок позволит увеличить к. п. д. судовой паротурбинной установки примерно до 35 %.

Имеются проработки, показывающие улучшение экономичности ПТУ на 4–5 % за счет повышения параметров пара: давления до 13, 0 МПа при температуре 600°C.

Крупнотоннажные газовозы оборудованы паротурбинными установками мощностью более 300 тыс. кВт.

В мощных ГТЗА турбина низкого давления (ТНД) в значительной степени определяет экономичность всей турбины. Особое место в проектировании ТНД занимают последние ступени которые являются самым нагруженным элементом ГТЗА, в наибольшей степени влияющим на экономичность всей ТНД. Поэтому представляется целесообразным уделить повышенное внимание именно последним ступеням и рассмотреть некоторые особенности обтекания сопловых и рабочих лопаток последних ступеней ТНД с целью их оптимального проектирования [3].

Предельные размеры рабочей лопатки в сочетании со сложным пространственным характером обтекания при наличии сверхзвуковых скоростей и переменном режиме работы обуславливают значительные трудности в достижении высокого к.п.д. последних ступеней [4].

В связи с характерным для судовых паровых турбин переменным режимом работы (изменение вакуума и нагрузки) меняется, главным образом, режим обтекания решеток последних ступеней. На рис.1 показана схема обтекания решетки профилей последней ступени при сверхзвуковых скоростях ($M_{21} > 1,0$), которая обычно применяется при проектировании решеток профилей.

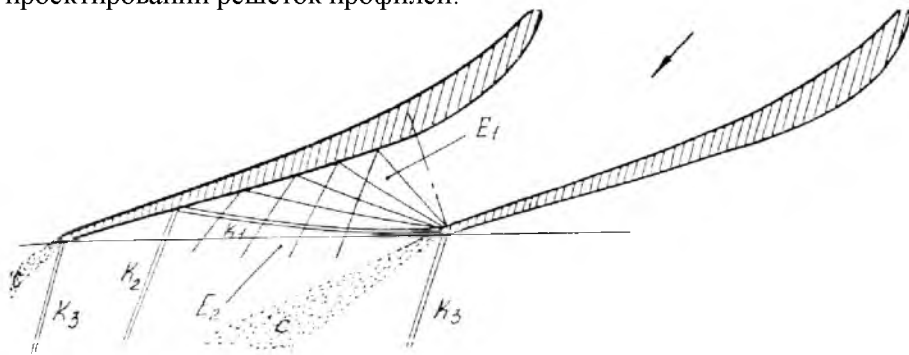


Рис. 1. Схема обтекания решетки профилей последней ступени при сверхзвуковых скоростях ($M_{21} > 1,0$).

Здесь критическая линия совпадает с геометрическим «горлом» (минимальное проходное сечение). В действительности эта линия имеет достаточно сложную искривленную форму, что приводит к

отклонению расчетной модели течения от обычно используемой (рис. 2).

Подробные исследования различных профилей, характерных для последних ступеней мощных судовых турбин были проведены в московском энергетическом институте. Исследовались решетки профилей с разной кривизной «спинки» и профили в области «горла» - рис. 3 от 0° до 20° . На рис. 4 представлены зависимости профильных потерь энергии от числа M_{21} [5].

Различия в характере обтекания «спинки» профиля в косом срезе решеток I и III можно наблюдать на фотоснимках рис. 5–8.

Проведенный анализ показывает нерациональность применения решеток профилей с выпуклой спинкой при сверхзвуковых скоростях. Если же ступень рассчитана на длительную работу при сверхзвуковых скоростях обтекания, то целесообразно применить решетки I типа с прямой «спинкой» в косом срезе.

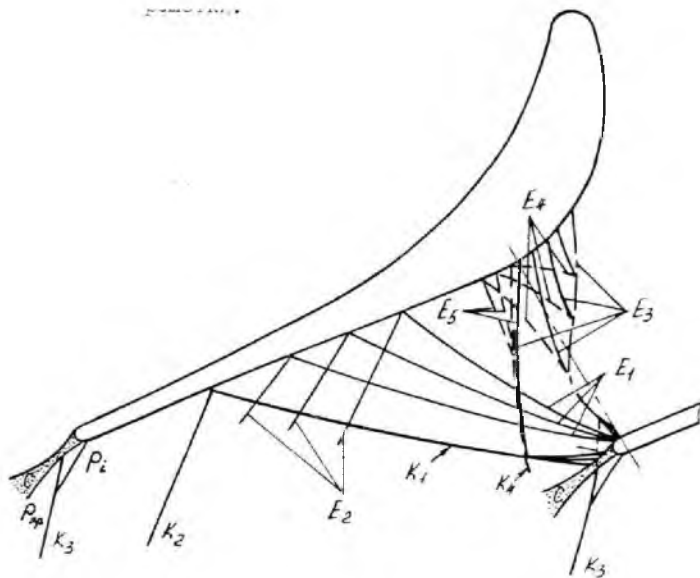


Рис. 2. Отклонение расчетной модели течения от обычно используемой.

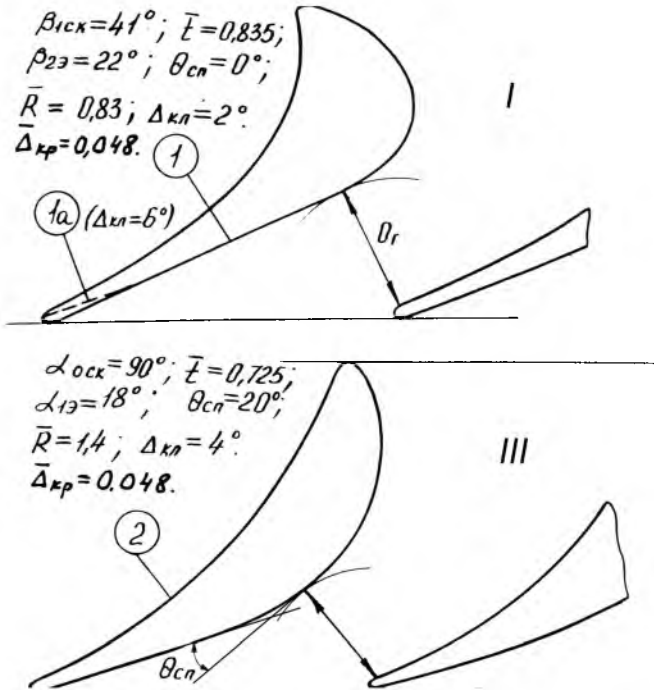
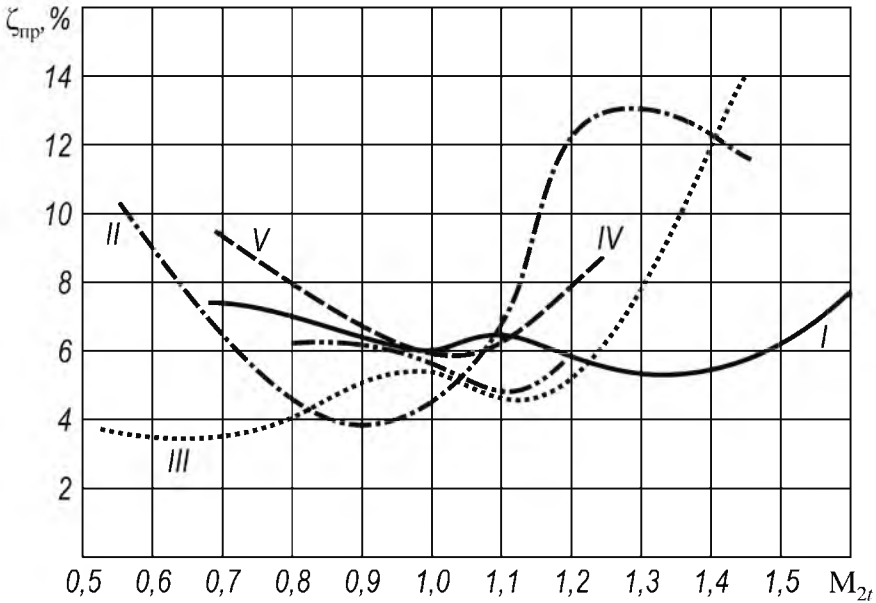


Рис. 3. Решетки профилей с разной кривизной «спинки» и профиля в области «горла» - от 0° до 20°

Если ступень работает в переменном режиме, целесообразно применить решетки с плавновыпуклой «спинкой» в косом срезе и значением $\theta_{сп} < 10^\circ$. Такие решетки при дозвуковых и небольших сверхзвуковых скоростях обтекаются более экономично, чем решетки с прямой «спинкой».

В случае кратковременных режимов работы при сверхзвуковых скоростях также может оказаться целесообразным использование решетки профилей с выпуклой «спинкой», поскольку возможен выигрыш по экономичности в случае длительных по времени таких режимов. Заключение о целесообразности применения решеток с выпуклой ($\theta_{сп} < 10^\circ$) или прямой «спинкой» должно быть сделано на основании дополнительного технико-экономического расчета.



Аэродинамически рациональное профилирование решеток профилей последних ступеней ТНД позволяет снизить уровень профильных потерь энергии в ступени на 3–7 %, и тем самым повысить к.п.д. последней ступени на 1%, что равноценно увеличению к.п.д. всей турбины приблизительно на 0,1%. Поэтому рациональное аэродинамическое профилирование лопаток последних ступеней является, несомненно, перспективной задачей.

Общие условные обозначения:

c – скорость потока;

a – скорость звука;

$M = \frac{c}{a}$ – безразмерная скорость (число Маха);

«горло» – минимальные проходные сечения межпрофильного канала;

«спинка» – внутренняя сторона разрежения профиля.

$\zeta_{пр}$ – коэффициент профильных потерь энергии в решетке;

$\Theta_{сп}$ – угол отгиба стороны разрежения профиля;

Индексы:

t – теоретические параметры;

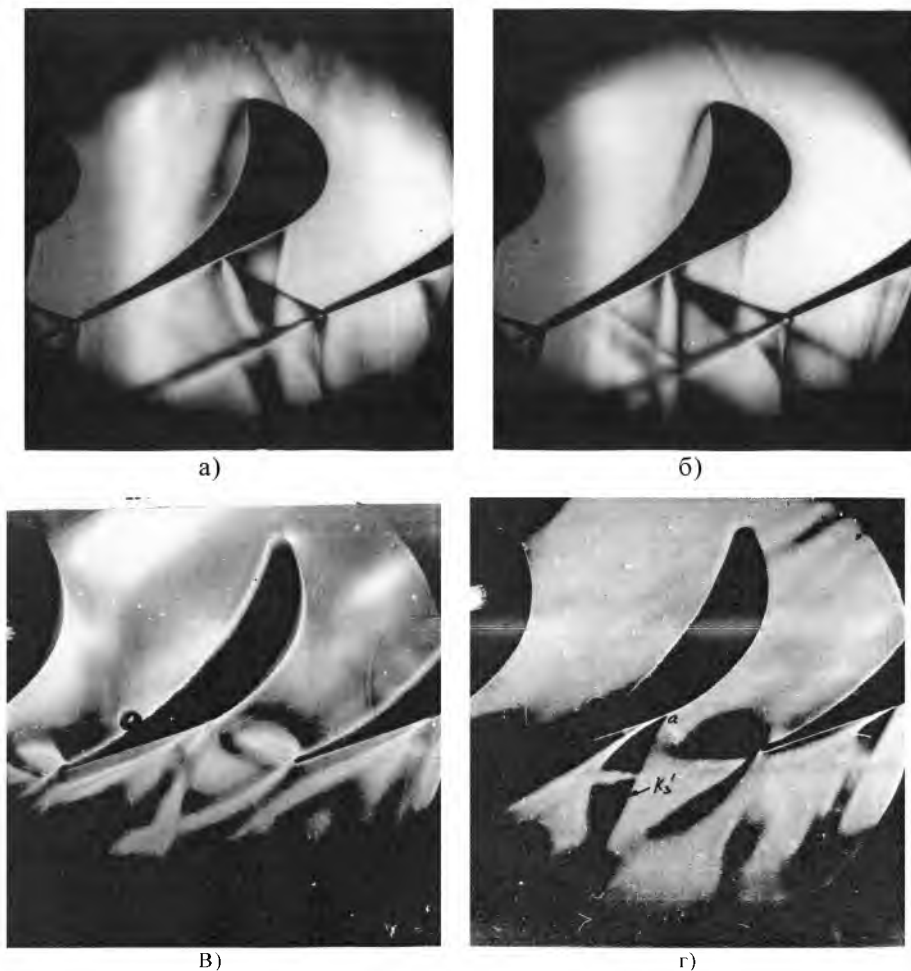


Рис. 5. Различия в характере обтекания «спинки» профиля в косом срезе решеток I и III.

а) $M_{2t} = 1,13$; б) $M_{2t} = 1,26$; в) $M_{2t} = 1,24$; г) $M_{2t} = 1,35$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Топунов А. М. Исследование проточных частей судовых турбин с относительно длинными лопастями: автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Л., 1971.
2. Топунов А. М. Теория судовых турбин / А. М. Топунов. – Л.: Судостроение, 1985. – 470 с.
3. Дейч М. Е. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин / М. Е. Дейч, Б. М. Трояновский. – М.: «Машиностроение», 1964. – 628 с.
4. Алексеева Р. Н. Обтекание периферийных сечений длинных лопаток при дозвуковых скоростях на входе / Р. Н. Алексеева // Теплоэнергетика. – 1966. – № 7. – С. 30–33.
5. Гарагуля Б. А. Исследование трансзвукового течения в области «горла» решеток и профилей последних ступеней паровых турбин низкого давления / Б. А. Гарагуля // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С 83–91.