

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН ЖРД

Опыт и практика создания ЖРД закрытой схемы показали, что одной из наиболее трудных проблем было обеспечение необходимой динамики процесса запуска и других переходных режимов двигателей. Решение задачи осложнялось высокой быстротечностью аварийных процессов, протекающих за десятые и даже сотые доли секунды и приводящих к "разносам" ТНА и возгоранию элементов конструкции двигателей. Экспериментальные и теоретические исследования, проведенные в ЦИАМ и НИИТП при тесном сотрудничестве с ОКБ, позволили создать методы математического и гидродинамического моделирования и разработать эффективные способы управления процессом запуска двигателей без больших материальных затрат и проведения огневых пусков. С помощью математического эксперимента в наиболее полной постановке стало возможным решение сложных вопросов, связанных с управлением и отработкой переходных режимов ЖРД и анализом аварийных ситуаций, а гидродинамическое моделирование предогневых процессов на натуральных двигателях позволило оптимизировать и контролировать циклограммы запуска двигателя в лабораторных условиях. Разработанные методы нашли широкое применение в практике двигательных ОКБ, а цикл работ ЦИАМ по теории управления ЖРД и гидродинамическому моделированию процессов запуска отмечен премией имени профессора Н.Е. Жуковского.

Валентин Шерстянников, д.т.н.

Характеристики турбин, работающих на стационарных режимах на сухом парагазе, при относительно небольших отклонениях от расчетного режима достаточно хорошо изучены. Монографии и обширные исследования в этой области опубликованы В.В. Уваровым, В.Х. Абиданцем, Г.Ю. Степановым, Г.С. Жирицким, В.Т. Митрохиным, М.Е. Дейчем, Г.С. Самойловичем и другими авторами.

Вместе с тем, динамические характеристики турбин на режимах запуска и на других переходных режимах, связанных с очень быстрым изменением рабочих параметров турбин в широком диапазоне их значений и с другими специфическими условиями, могут существенно отличаться от стационарных.

Для решения практических задач отработки запуска и других динамических режимов ЖРД особенно важно иметь правильные количественные представления о влиянии на мощность и пропускную способность турбин таких специфических факторов, как большая степень влажности первых порций парагаза, поступающих в начальный период запуска в турбину, а также очень высокие темпы разгона и спада режима по частоте вращения ротора, давлению и температуре газа на входе в турбину и выходе из нее. Требуется также правильно оценивать величины осевых и радиальных сил, действующих на ротор турбины.

Следует отметить, что необходимых фактических сведений и теоретических разработок по этим вопросам опубликовано недостаточно. Настоящая статья посвящена результатам исследования динамических характеристик турбин ЖРД методом гидродинамического моделирования при работе турбин на сухом и влажном рабочем теле с различными темпами разгона и при различных гидравлических сопротивлениях и объемах газового тракта после турбины.

1. Квазистационарность характеристик турбин

Влияние высоких темпов разгона, свойственных переходным режимам ЖРД (до величины ускорения ротора порядка $2 \cdot 10^6$ (об/мин)/с), на к.п.д. (мощность) и степень реактивности турбин ρ исследовалось на осевых и центростремительных турбинах натуральных ЖРД.

Исследования проводились в системе ТНА - при работе турбин на сжатом воздухе, а служивших нагрузкой насосов - на воде. Величины темпов разгона и конечного уровня установившегося режима изменялись путем варьирования давления на входе в турбину в пределах 5...10 МПа. Числа Рейнольдса в турбинах находились в пределах $(1,5...3) \cdot 10^6$, что соответствует автомоделной области по к.п.д. На протяжении времени переходных процессов малоинерционной аппаратурой регистрировались частота вращения, давление на входе, выходе и в зазоре турбин (P_0 , P_2 и $P_{\text{Заз}}$, соответственно), а также входная T_0 и выходная T_2 температуры воздуха. Для определе-

ния мощности нагрузок регистрировались аналогичные параметры по тракту насосов и расходы жидкости на входе в насосы.

К.п.д. турбин определялись двумя способами. По первому способу к.п.д. определялся в зависимости от мгновенного перепада температуры воздуха на турбине:

$$\eta_T = (T_0 - T_2) / T_0 (1 - (P_2/P_0)^{(k-1/k)})$$

с коррекцией динамических погрешностей термодпар в соответствии с уравнением

$$T_d = T_{\text{Зам}} + t_{\text{ТП}} \cdot dT_{\text{Зам}} / dt$$

при значении постоянной времени термодпар $t_{\text{ТП}} = 0,05$ с.

В приведенных выше выражениях T_d и $T_{\text{Зам}}$ - действительная и замеренная температуры; k - показатель адиабаты.

По второму способу к.п.д. турбин рассчитывался из условия баланса мощностей:

$$\eta_T = [(\pi/30) J \cdot n (dn/dt) + \sum (G_H (P_2 - P_1) / \rho_{\text{ж}} \eta_H) + N_{\text{ТР}}] / G_T L_{\text{Ад}}$$

где J - момент инерции ротора ТНА; n - частота вращения ротора ТНА; $N_{\text{ТР}}$ - мощность трения; η_H - к.п.д. насосов; G_T , $L_{\text{Ад}}$ - расход и адиабатическая работа турбины.

Мощность трения определялась по выбегу ротора ТНА, к.п.д. насосов - по мгновенным значениям напоров и перепадов температур. Степень реактивности турбин определялась по статическому давлению в осевом зазоре и перепаду давлений на турбине.

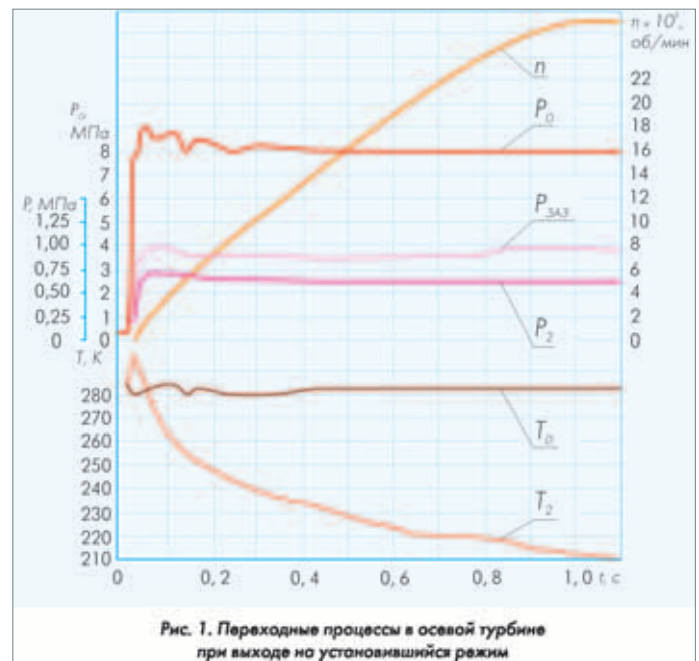


Рис. 1. Переходные процессы в осевой турбине при выходе на установившийся режим

На рис. 1 представлены переходные процессы, характерные для осевых сверхзвуковых турбин при запуске ЖРД. При времени разгона ротора около 1 с, осредненном ускорении ротора порядка $3 \cdot 10^4$ (об/мин)/с и степени расширения газа $\pi_T = 16$ максимальный температурный перепад на турбине в конце процесса запуска достигает 70 К.

Сравнение значений к.п.д. и степени реактивности турбины на переходных и установившихся режимах в широком диапазоне параметра u/C_{Ad} (рис.2) показывает, что указанные параметры близки между собой и их отличия не выходят за пределы разброса экспериментальных точек. Это свидетельствует о слабом влиянии переходных процессов по частоте вращения (при ускорениях вращения ротора $3,6 \cdot 10^4$ (об/мин)/с и в широком диапазоне изменения параметра $u/C_{Ad} = 0,01 \dots 0,33$) на к.п.д. и степень реактивности осевых сверхзвуковых турбин. Аналогичные результаты получены и для дозвуковых реактивных центростремительных турбин со степенью расширения, равной 1,5.

Проведенное исследование показало, что мощностные характеристики осевых и центростремительных турбин при темпах разгона ТНА, характерных для переходных процессов современных ЖРД, можно считать квазистационарными. Приведенная выше методика позволяет с достаточной точностью оценивать мощностные характеристики насосов и турбин в составе ТНА на этапе создания и доводки двигателя при отсутствии автономных гидравлических стендов для исследования этих агрегатов.

2. Пропускная способность турбин на пусковых режимах

Накопление значительных масс опережающего компонента в газогенераторах при запуске двигателей закрытой схемы приводит к тому, что турбины этих двигателей на начальном этапе процесса разгона ТНА работают на газожидкостной смеси с очень большим (90 % и более) начальным содержанием жидкой фазы. В таких условиях пропускная способность турбин при наличии жидкой фазы ("запирающий эффект") сильно влияет на качество и надежность процесса запуска двигателей. Запирающий эффект создает неблагоприятные энергетические условия для разгона и выхода ТНА на режим, поскольку при этом увеличивается время удаления из газогенератора жидкой фазы, снижается работоспособность парогаса, и турбина работает на влажном рабочем теле при низком к.п.д. Для правильной организации процесса запуска требуется изучение механизма запирающего эффекта, а также динамических характеристик по к.п.д. и пропускной способности турбин при работе на парогазе с очень большим влагосодержанием.

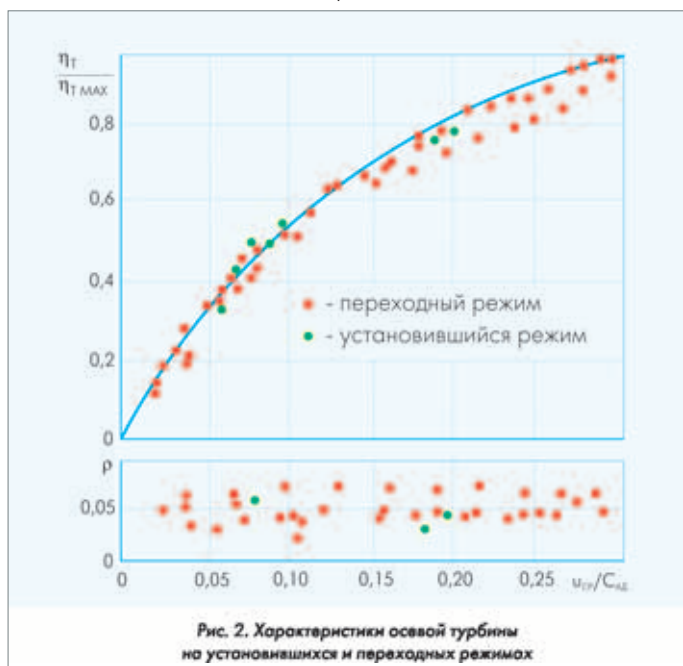


Рис. 2. Характеристики осевой турбины на установившихся и переходных режимах

Пропускная способность различных типов турбин исследовалась методом гидродинамического моделирования пускового процесса в натурном двигателе закрытой схемы с визуализацией картины истечения двухфазной среды из турбин. Объектами исследования являлись осевая и центростремительная турбины, спроектированные на одинаковые параметры, со степенью расширения газа 1,78.

Запуск моделировался при подаче в насосы воды по штатной циклограмме с варьированием времени опережения поступления избыточного компонента в газогенератор.

Расход жидкой фазы через турбину оценивался по показаниям турбинного датчика расхода опережающего компонента, а расход газовой фазы - по мгновенным значениям давления воздуха перед пусковыми соплами турбины. Для определения общего перепада давлений на турбине измерялись текущие значения давления двухфазного потока на выходе из газогенератора и на входе в газопровод.

Полученные результаты свидетельствуют, что на предгоном режиме запуска двигателя оба типа турбин оказывают существенное влияние на прохождение через них жидкого компонента. Вследствие запирающего эффекта турбин в газогенераторе происходит накопление жидкости и повышение давления. Значительно большим запирающим эффектом обладает центростремительная турбина. В ней основная часть жидкости в начальный момент запуска не проходит через рабочее колесо, и течение за турбиной в этот период времени характеризуется движением мелкораспыленной эмульсии в направлении вращения ротора турбины. Взаимодействуя с воздухом пневмостартера, жидкость перемещается по периферии канала к выходному сечению. При возрастании давления в газогенераторе наступает момент, когда напор двухфазной среды преодолевает запирающий эффект колеса турбины и жидкость интенсивным потоком начинает двигаться через турбину в газопровод. В осевой турбине наблюдается более равномерное прохождение жидкости через рабочее колесо. В этих опытах степень влажности рабочего тела турбин, определенная по средним массовым расходам жидкой и газовой фаз, превышала 85...90 %.

Характеристики пропускной способности турбин (рис. 3) показывают, что гидравлическое сопротивление, обусловленное запирающим эффектом, у центростремительной турбины в 1,5...2 раза выше, чем у осевой. Полученные в результате исследований характеристики пропускной способности турбин могут быть аппроксимированы уравнениями вида:

$$G_{ж} = \mu F_{CA} (2\rho (\Delta P_T - a n^2))^{0,5},$$

где $G_{ж}$ - расход жидкой фазы через турбину; μ - коэффициент расхода; F_{CA} - площадь критического сечения соплового аппарата турбин; ΔP_T - перепады давлений на турбинах; a - коэффициент аппроксимации.

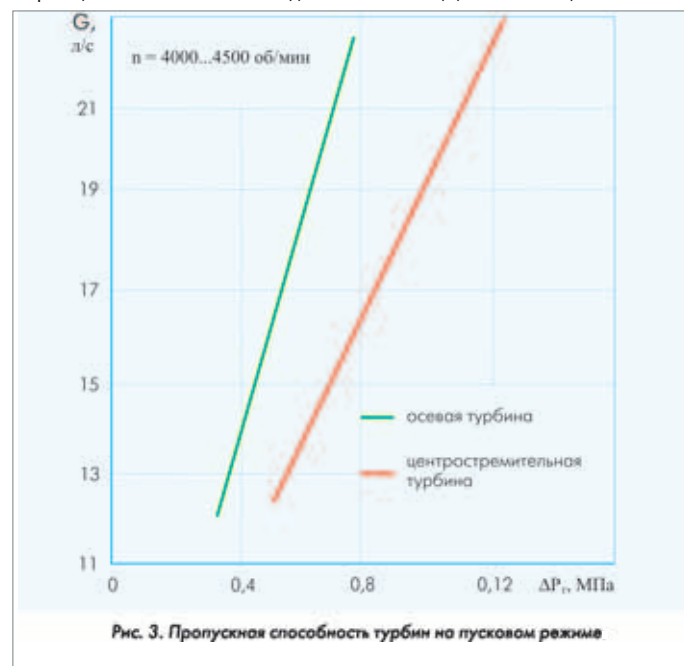


Рис. 3. Пропускная способность турбин на пусковом режиме

Из сопоставления зарегистрированных параметров процессов при кубической зависимости мощности от частоты вращения ТНА следует, что на пусковом режиме в рассматриваемых условиях осевая турбина развивает мощность в 1,5...2,0 раза большую, чем центробежная, и при этом превосходит последнюю по пропускной способности.

Сравнительные огневые испытания двигателя с осевой и центробежной турбинами, проведенные в ОКБ, подтвердили высокие пусковые качества осевой турбины, выявленные при моделировании. С этой точки зрения в ЖРД закрытой схемы более целесообразно применение осевых турбин.

3. Влияние затурбинной емкости

Существенное влияние на развиваемую турбиной мощность на нестационарных режимах оказывают динамические свойства газового тракта на выходе из турбин. В связи с этим моделирование проводилось при различных гидравлических сопротивлениях и различных объемах выходной системы за турбиной. Испытания турбин различных типов проводились при задании темпа повышения давления на входе в турбину с ускорениями 100...150 МПа/с. Полученные результаты представлены ниже на примере двухступенчатой активной турбины со степенью расширения, равной 33.

Рис. 4а иллюстрирует характер протекания процессов на выходе из турбины с короткой выходной магистралью, без присоединенного объема, при истечении газов из турбины прямо в атмосферу. В процессе работы турбины на установившемся режиме при исходном положении пускового клапана давление на входе составляло 4,0 МПа, а после "отстрела" клапана достигло 7 МПа за время 0,028 с. Давление на выходе из турбины "следует" за давлением на входе с запаздыванием всего на 0,002 с.

Близкие результаты были получены и при других темпах изменения расхода газа через турбину. Малость времени запаздывания переходного процесса по давлению на выходе из турбины (0,002...0,005 с во всех опытах) свидетельствует об отсутствии достаточно продолжительных забросов параметра π_T , а следовательно и мощности, развиваемой турбиной. Аналогичные результаты получены для всех турбин, исследовавшихся без затурбинной емкости.

Испытания турбины с затурбинной емкостью в виде газового коллектора объемом 60 л (рис. 4б) показали, что в этом случае время запаздывания переходного процесса по давлению на выходе составляет 0,45 с, что вызывает существенное повышение мощности турбины на переходном режиме вследствие длительного заброса параметра π_T . Аналогичная картина наблюдалась и на других турбинах. Полученные результаты свидетельствуют о

сильном влиянии объема затурбинной емкости на энергетические соотношения, характерные для динамических систем двигателей закрытых схем на переходных режимах. Указанный эффект поддается достаточно точным расчетам в предположении квазистационарности расходных характеристик турбин. При расчетах используется уравнение неразрывности для системы "турбина - газовый тракт", состоящей из активного гидравлического сопротивления турбины, сосредоточенной затурбинной емкости и сосредоточенного гидравлического сопротивления на выходе из емкости:

$$T_V (dP_2 / dt) + P_2 = A P_0 (t),$$

где $T_V = V_2 P_2 / G_T R T_2$ - постоянная времени емкости;

$A = (P_2 / P)(RT_0 / RT_2)^{0,5}$; V_2 - объем емкости; T_0 и T_2 - температура газа на входе в турбину и на выходе из нее; t - текущее время.

Результаты расчетов, проведенных по этому уравнению, дают удовлетворительную сходимость с экспериментальными процессами (см. рис. 4б). Полученные результаты свидетельствуют о том, что для низкочастотных динамических процессов ($f = 0...100$ Гц), характерных для процессов запуска и управления переходными режимами, основным динамическим фактором, определяющим располагаемую мощность турбины и переходные процессы за турбиной, являются емкостные свойства системы "турбина-газовый тракт".

4. Динамика околороторных полостей

Приведенные выше результаты позволяют оценивать нестационарные энергетические характеристики турбин ТНА, но не охватывают вопросов динамики нагружения их роторов радиальными и осевыми силами. Данные о нестационарных силах, действующих на ротор ТНА на переходных режимах, необходимы для разработки систем автоматического ограничения и регулирования критических параметров ТНА. В настоящее время практически отсутствует систематизированная информация о влиянии динамических свойств околороторных полостей турбин на динамику осевого нагружения ротора ТНА, хотя, как показывает опыт, такое влияние в ряде случаев может быть значительным. Ниже приводятся результаты экспериментального и расчетного определения указанных характеристик.

Объектом исследования явился ТНА, состоящий из осевой реактивной турбины и центробежного насоса. Рабочее колесо турбины с наружным диаметром 141 мм имело 29 лопаток высотой 21 мм, а сопловой аппарат - 27 лопаток. Зазор между колесом турбины и кромкой обтекателя, образующего переднюю околороторную полость турбины, был равен 1 мм ($\delta = 5\%$). Объем указанной полости составлял 0,5 л, что соответствовало полуроторному объему проточной части турбины, охватывающей сопловые

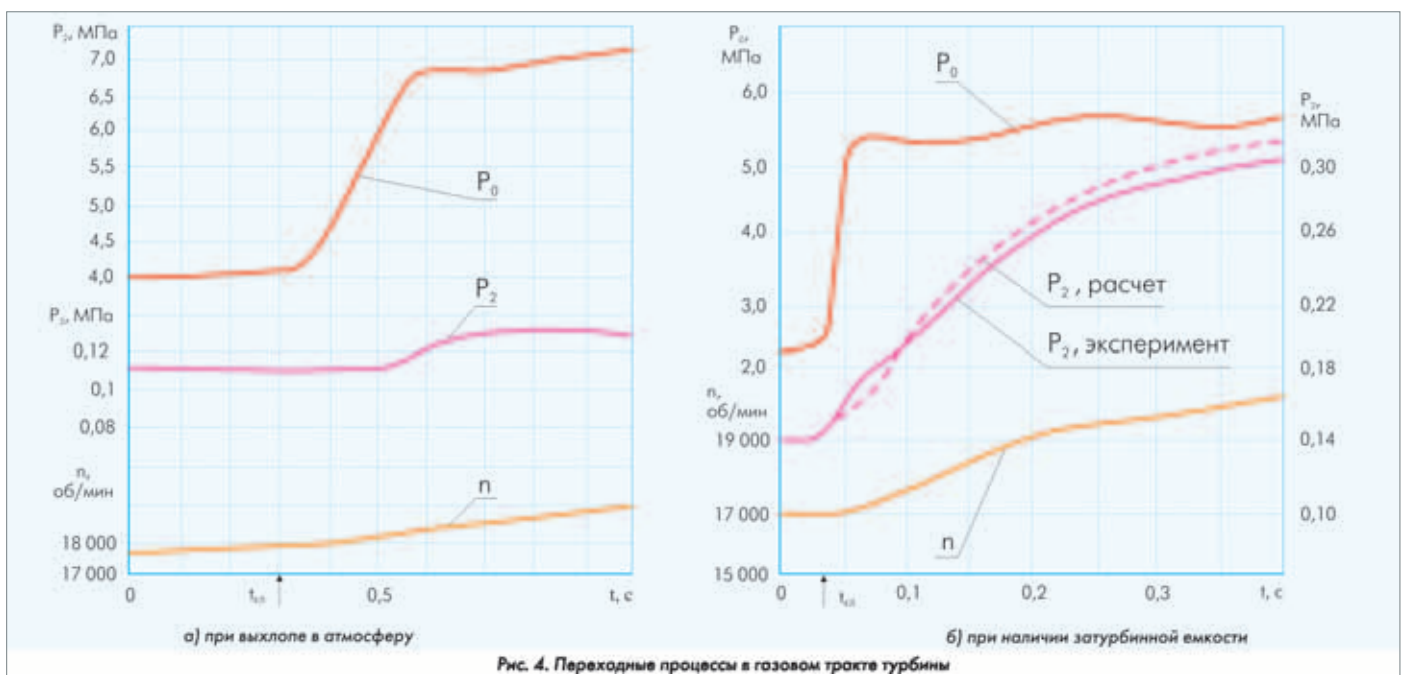


Рис. 4. Переходные процессы в газовом тракте турбины

и рабочие лопатки ($\bar{V}_n = 1,5$). В процессе испытаний с помощью малоинерционных датчиков измерялись давления и температуры в гидравлическом тракте ТНА, а также в передней околосекторной полости турбины. Осевое усилие определялось с помощью тензодатчиков, установленных с двух сторон упорного подшипника. Исследования проводились по описанной выше методике при работе насоса на воде, а турбины - на сжатом воздухе.

Характерное изменение параметров в процессе переходного режима при раскрутке ротора турбины иллюстрируется рис. 5. ТНА выходил на установившийся режим за 0,1...0,15 с при максимальном ускорении частоты вращения ротора $2,2 \cdot 10^5$ (об/мин)/с.

Наиболее интенсивное возрастание давления на входе в турбину происходило в интервале времени 0,01...0,15 с и с ускорением роста давления на входе в турбину 100 МПа/с. Давление в передней околосекторной полости турбины P_n изменялось вслед за давлением на входе в турбину с запаздыванием примерно в 0,03 с, что вызвало резкое и кратковременное уменьшение параметра $\bar{P}_n = P_n/P_0$, приводившее к 50-процентному снижению осевой силы, действующей на ротор, на начальном этапе переходного режима. Запаздывания давления за турбиной практически не наблюдалось, в результате чего отсутствовал заброс параметра π_T , характеризующего степень расширения газа в турбине и изменение мощности, развиваемой турбиной. Осевая сила, действовавшая на ротор, на начальном этапе переходного режима ($t = 0...0,06$ с) была направлена от турбины к насосу, и ее максимальное значение составляло 1,5 кН. В дальнейшем направление силы изменялось на противоположное, а ее максимальное значение на установившемся режиме достигало 2 кН. Аналогичные результаты были получены и для других значений ускорения вращения ротора, свидетельствуя о существенном влиянии емкостных свойств передней околосекторной полости турбины на осевую силу при работе ТНА на переходных режимах.

В расчетно-теоретическом плане анализ этого явления сводится к определению параметров переходного процесса нарастания давления газа в полости с заданным объемом и известной площадью проходного сечения на входе. Эмпирическими коэффициентами в этой задаче являются коэффициент расхода кольцевой щели осевого зазора турбины и показатель политропы процесса сжатия газа, поступающего в полость на переходном режиме. При расчете влияния передней околосекторной полости турбины на переходные процессы по давлению P_n в этой полости и на осевую силу, действующую на ротор, использовалась система уравнений, учитывающая только емкостные свойства газовой полости, и пренебрегалось инерцией столба газа, втекающего в полость:

$P_n = M R_n T_n / V_n$; $G_n = d M_n / dt$; $G = \alpha_n P_0 f(P_n/P_0) / (R_0 T_0)^{0,5}$, где M_n и G_n - весовой заряд и секундный весовой расход газа, заполняющего полость, соответственно; T_n - средняя температура газа в полости; α_n - коэффициент; f - функция, учитывающая режим истечения (докритический, сверхкритический); индексы "0", "n" относятся к входу в турбину и к полости, соответственно.

Течение газа в осевом зазоре и распределение давлений по радиусу вращающегося диска на входе в полость являются чрезвычайно сложными. Существующие методы расчета параметров газа в околосекторной полости позволяют рассчитать расходы газа и распределение давлений только на стационарных режимах. В связи с этим при оценке переходных процессов расход газа через щель в околосекторной полости турбины определялся приближенно по формуле:

$$G = \mu_{MAX} q G_{CR \text{ сопл}}$$

где $G_{CR \text{ сопл}}$ - критический расход газа через сопло, площадь которого эквивалентна площади сечения осевого зазора F_{3A3} ; q - относительный расход; μ_{MAX} - отношение критического расхода через щель к расходу через сопло.

Расчеты проводились для ряда значений относительного зазора $\bar{\delta}_{3A3}$ и объема околосекторной полости турбины \bar{V}_n , а также ряда значений отношения V_n/F_{3A3} , характеризующего комплексное влияние объема околосекторной полости и зазора на входе в нее. Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными показало, что принятая схема расчета удовлетворительно описывает основные особенности переходного процесса по давлению P_n . С увеличением отношения V_n/F_{3A3} влияние емкостных свойств околосекторных полостей на динамические процессы существенно возрастает.

На основании полученных экспериментальных данных была проведена упрощенная оценка осевой силы, действующей на ротор на переходных режимах, в предположении, что осевая сила турбины пропорциональна давлению на входе в турбину, а осевая сила насоса пропорциональна квадрату частоты вращения. Результаты расчета суммарной осевой силы на переходном режиме совместно с экспериментальными точками представлены на рис. 6. Расчетные кривые качественно соответствуют экспериментальным, а количественно имеют отличия, связанные, в основном, с влиянием на осевую силу турбины запаздывания давления в передней околосекторной полости на начальном этапе запуска. Учет динамических характеристик полости обеспечивает существенное улучшение сходимости расчетных и экспериментальных данных.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что при оценке осевых сил, действующих на ротор на переходных режимах, необходимо учитывать емкостные свойства околосекторных полостей турбин. **!**

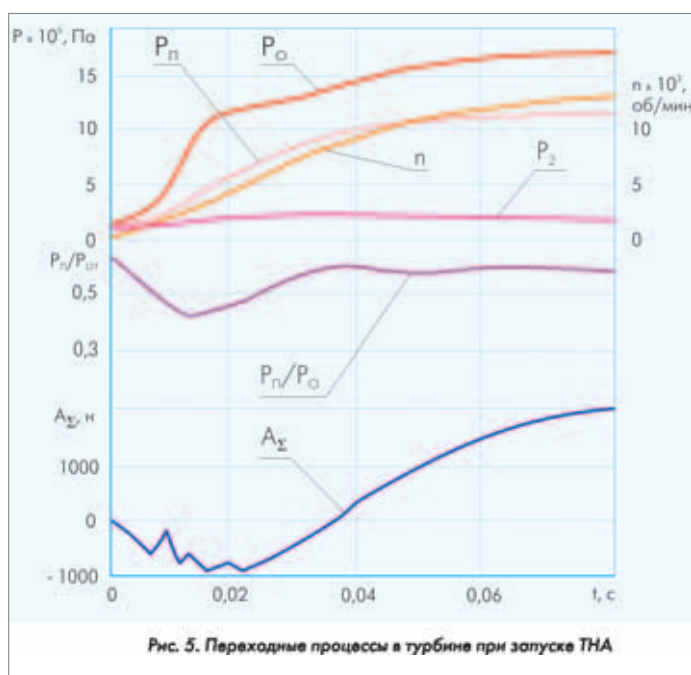


Рис. 5. Переходные процессы в турбине при запуске ТНА

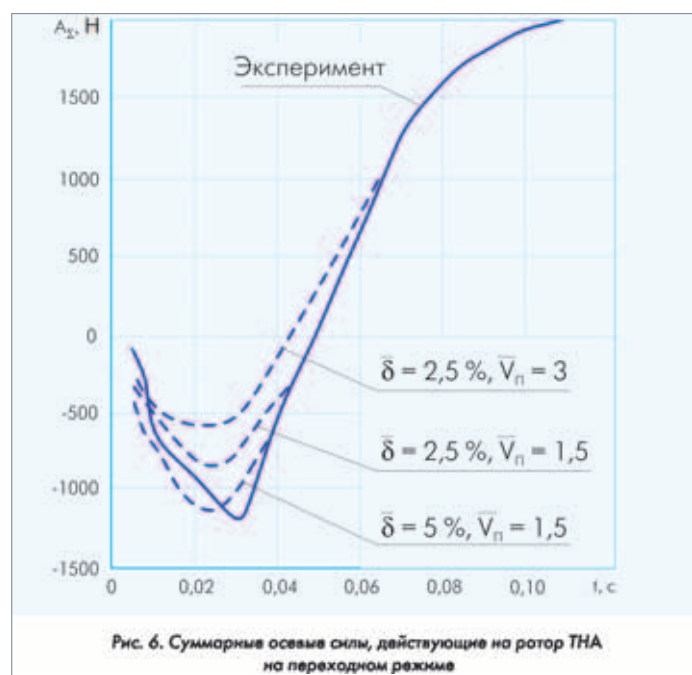


Рис. 6. Суммарные осевые силы, действующие на ротор ТНА на переходном режиме