

материала и микротвердость металлической матрицы возрастала аналогично процессам окисления от третьей к первой ступеней турбины. После 2500 запусков уплотнения дефектов не имели.

Годовой экономический эффект от внедрения результатов работы на двигателях составил 470 тыс. рублей.

УДК 621.438 (088.8)

А.А.Петров, Л.В.Ледакова

### ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА СОЗДАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИ МАЛОАКТИВНЫХ ТУРБИН

Быстрая техническая эволюция современного турбиностроения привела к появлению новых конструктивных решений, к увеличению параметров рабочего тела и применению новых материалов. Однако рост энерговооруженности судов, их быстроходности в настоящее время в значительной степени сдерживается высокими уровнями шума и вибрации [1].

В ряде случаев выигрыш, например, в весе главного зубчатого агрегата (ГТЗА) при чрезмерно высоких уровнях шума и вибрации может быть сведен к нулю или значительно перекрыт весом судовых средств шумоглушения.

В статье ставятся задачи выбора методов расчетной оценки виброакустической активности системы ГТД, присоединенных и корпусных конструкций с учетом влияния дисков, гребного винта и судовых рам и анализа опыта создания виброакустически-малоактивных конструкций, а также рассматриваются пути их создания с использованием упругих элементов и гибких конструкций.

Расчет колебаний ГТД и присоединенных конструкций целесообразно проводить методом разложения вынужденных колебаний по собственным формам. Причем, интенсивность колебания двигателя определяется по колебанию турбокомпрессора, а движительного комплекса — по колебаниям главного упорного подшипника (ГУП). На рис. 1 показана зависимость динамической жесткости  $K$  системы от податливости  $l_{g_1}$  передней опоры ротора и частоты его вращения  $\omega$  для случая абсолютно жесткой задней опоры ( $l_{g_2}=0$ ). Из рисунка видно, что подат-

ливість опор впливає як на частоту резонансного режиму двигателя, так и на характер протекания динамической жесткости системы.

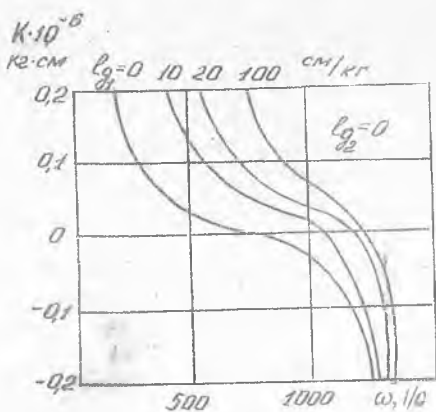
Для выяснения влияния гибкости дисков на частотные характеристики вала исследуется основное уравнение равновесия диска, которое после введения учета инерционных сил дает уравнение колебаний.

Задачу о совместных изгибных колебаниях дисков и вала удобно решать, используя уравнения динамической жесткости. Динамическая жесткость вала определяется как произведение некоторой присоединенной массы (или момента инерции) и квадрата частоты колебаний.

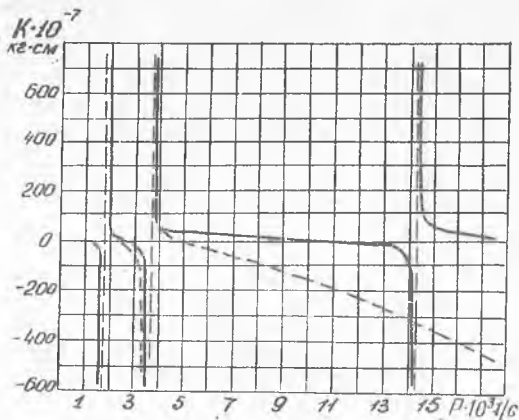
На рис. 2 приведены зависимости динамических жесткостей изгиба вала в месте крепления диска на консоли двухопорного ротора. Как видно из рисунка, жесткость ротора с гибким диском отличается от жесткости ротора с жестким диском и может привести к снижению частот по первой форме колебаний до 20% и появлению новой частоты на резонансных режимах двигателя.

Гребной винт вызывает колебания валопровода. Для расчета первого тона колебаний будем считать лопасти жесткими. Тогда дифференциальное уравнение свободных продольных колебаний валопровода получим из интегрального уравнения функции влияния, а общее решение уравнения вынужденных колебаний — с помощью аналитических выражений собственных форм колебаний. Форма вынужденных колебаний описывается [2] функцией, представляющей собой выражение гармонического коэффициента влияния, или, в широком смысле, функцию Грина, записанную посредством элементарных уравнений. Инерционное влияние корпуса судна учитывается приведенной массой.

Продольные колебания валопровода приводят к поворотным колебаниям ГУПа и его фундамента, что в свою очередь, вызывает изгибные колебания днищевой перекрытия судна.



Р и с. 2. Зависимость жесткости системы ГТД, присоединенных и корпусных конструкций от податливости передней опоры ротора и частоты его вращения



Р и с. 2. Зависимость динамической жесткости вала  $K$  в месте посадки диска от частоты колебания вала  $\rho$  и гибкости диска: --- при жестком диске; — при гибком диске

Проведенные исследования показывают, что в том случае, когда частота собственной формы выше первой, а для валов большой протяженности выше второй, необходимо учитывать упруго-инерционные свойства ГУПа и корпусных конструкций.

Податливость лопастей гребного винта меняет частоты собственных колебаний системы. Динамическая жесткость винта целиком определяет его динамическую характеристику и динамическую характеристику системы "валопровод-винт". Такие зависимости представлены в работе [3], где выделена зона аварийных оборотов для одного винта от 1,5 гармонике двигателя. Эта зона не выявляется, если считать лопасти жесткими.

При расчете корпусных конструкций проводится согласование связей фундамента с набором двойного дна и кормовой переборкой машинного отделения. Это требует расчета свободных и вынужденных колебаний судовых рам, расположенных в районе фундаментов под механизмы.

Расчет вибрации системы двигатель-валопровод с винтом-корпус судна проведен методом начальных параметров [3] и методом парциальных откликов [4]. Сравнение результатов показывает, что вычислительные алгоритмы адекватны, но метод [4] менее трудоемкий.

Расчет вибрации корпуса судна, его днищевых и палубных перекрытий как шарнирной системы с дискретными массами, решается методом [5].

Предполагая, что поле вибрации на каждой панели перекрытия диффузное, расчет передачи шума на него от изгибных волн производится для отдельных панелей с помощью системы алгебраических уравнений плотности энергии.

Левая часть уравнения учитывает уход энергии через контур из рассматриваемой панели в другие, граничащие с ней панели, и диссипацию энергии при колебаниях панели. Правая часть определяет приток энергии от соседних панелей и от внешних источников, воздействующих на данную панель.

Амплитуда колебаний установочного перекрытия находится по известным уровням вибрации опорных ламп механизма и ГУиА. На основе этих данных определяются уровни вибрации установочного перекрытия вблизи фундамента, т.е. формируются данные для вычисления шума в соседних помещениях.

Проведенные исследования позволяют выделить основные направления в создании виброакустически малоактивных конструкций. Представляется, что главные из них - виброизоляция элементов и гашение виброактивности путем использования упругих элементов и сборных конструкций, снабженных упругими элементами. Работы в этом направлении усиленно ведутся у нас в стране [6], а также в США, Франции, Англии.

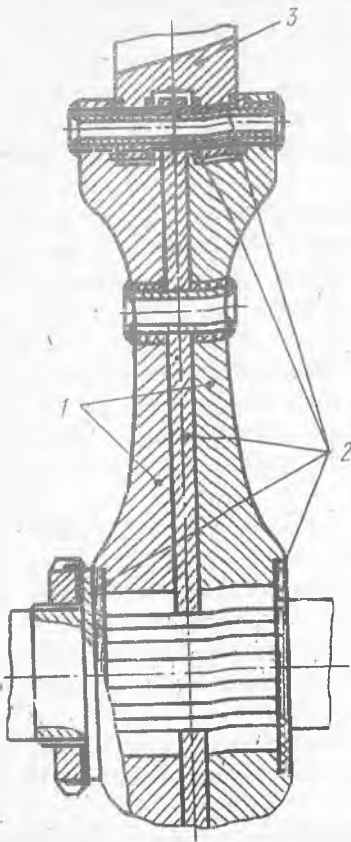
На рис. 3 для примера приведена конструкция рабочего колеса турбомшины [7] с составным диском, упругими элементами между его частями и шлицевым соединением с валом.

Рабочее колесо содержит лопатки с упругим замковым соединением [8].

Подобный принцип используется для упругого крепления обода [9] в других элементах ТЗА, в том числе в элементах сборных конструкций.

В сборных конструкциях уменьшаются моменты инерции масс, которые имеют колебательную энергию, еще раз уменьшенную пропорционально гибкости упругих элементов. Каждая часть такой конструкции имеет разную массу и собственную частоту колебаний, являясь демпфером для части, попавшей в резонанс. Сборные конструкции значительно дешевле и менее трудоемки.

Для гашения продольных колебаний системы "валопровод-упорный подшипник-днищевое перекрытие" может быть использован резонансный



Р и с. 3. Рабочее колесо турбомашин: 1-части составного диска; 2-упругие элементы; 3-лопатка диска

преобразователь, действие которого основано на изменении динамической жесткости системы [2]. При включении гидросистемы ГУПа валопровод переходит с "жесткой" характеристики на "мягкую", минуя резонансные режимы той и другой характеристики.

Таким образом, для разработки виброакустически малоактивных ГТЗА в корпусных конструкциях необходимо решить ряд специфических задач. Их решение позволяет создать новое направление в проектировании силовых установок и судовых конструкций, а также их элементов. Сущность этого направления заключается в гашении виброакустической активности элементов турбинной установки и судовых конструкций путем создания естественных демпферов и самоотстраивающихся от резонансов конструкций, в применении самоцентрирующихся и гибких самоуравновешивающихся роторов, резонансных преобразователей, конструкций с изменяющимися в процессе работы жесткостями, в создании бескритических роторов турбомашин и редукторов, в увеличении механического импеданса и размещении по валопроводу сред с большими импедансами.

Совместное рассмотрение виброакустической активности ГТЗА с корпусными конструкциями позволяет заложить основу для разработки укрупненных критериев ее оценки для типовых ГТЗА с учетом общего расположения конструкций и архитектуры корпуса судна.

## Л и т е р а т у р а

1. Г е н к и н М.Д., П е т р о в А.А. Виброакустическая активность ГТЗА с двигательным комплексом. - Материалы конференции: Проблемы прочности и надежности конструкций перспективных транспортных судов и плавучих сооружений.-Л.: Судостроение, 1979.

2. Г е н к и н М.Д., Г л а з о в Ю.Е., Т а й ч е р С.Я. Продольные колебания валопроводов судовых паротурбинных установок.- М.: Наука, 1976.

3. П е т р о в А.А., Ф р о л о в Э.Е., П е т р о в Е.А. Колебания судовых валопроводов и сопряженных систем. - В сб.: Наука-производству.-Владивосток: Дальрыбвтуз, 1971.

4. Ч у в и к о в с к и й В.С. О совместных вынужденных колебаний судового корпуса и его отдельных конструкций. - Труды ЦНИИ им. акад. Крылова А.Н. 1960, вып. 151.

5. Ч у в и к о в с к и й В.С., П а л и й О.М., С п и р о в Е.Е. Оболочки судовых конструкций.-Л.: Судостроение, 1966.

6. Б у з и ц к и й В.Н., Т р о й н и к о в А.А. Расчет втулочных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев, 1976, вып. 3.

7. П е т р о в А.А., С и н и ч е н к о А.А., Л е д а к о в а Л.В. Рабочее колесо турбомашин: Авт.свид. № 612057. Бюлл. изобрет. № 23 от 25.06.78.

8. П е т р о в А.А., Л е д а к о в а Л.В. Замковое соединение лопаток турбокомпрессора: Авт.свид. № 641131. Вулл.изобрет. № 1 от 05.01.79.

9. Г е н к и н М.Д., Г р и н к е в и ч В.К., П о р я д - к о в В.И. Экспериментальное исследование эффективности упругого крепления обода. - В сб.: Виброакустические процессы в машинах и присоединенных конструкциях.-М.: Наука, 1974.