Использование кольцевых дросселей в качестве опорно-уплотнительных узлов является перспективным направлением в насосостроении.

В работе рассмотрена модель щелевого уплотнения, которая представляет собой кольцевой дроссель, образованный внутренним цилиндром (валом) с малым углом ϑ_A конусности и внешним цилиндром (втулкой) с углом конусности ϑ_B; Вал и втулка вращаются вокруг собственных осей с частотами собственного вращения. Сами оси вращаются вокруг неподвижного центра 0 с частотами прецессии, а также совершают радиальные и угловые колебания.. Режим течения характеризуется постоянными C, n обобщенной формулы Блазиуса для коэффициента сопротивления трения.

В работе получены уравнения движения жидкости с учетом локальных и конвективных составляющих сил инерции потока вязкой среды в кольцевом зазоре с конусностью. Кроме того, учтены дополнительные моменты относительно рабочего колеса, созданные радиальными гидродинамическими силами, отличающимися по величине из-за разницы эксцентриситетов, радиальных скоростей и ускорений. Силовые характеристики входящие в уравнения получены для ламинарных и турбулентных режимов течения с учетом местных сопротивлений и с учетом закрутки потока на входе в зазор. Это позволило с приемлемой точностью количественно оценить силы и моменты, выяснить их природу и зависимость от геометрических параметров канала. Радиально-угловые колебания ротора описываются системой дифференциальных уравнений 8-го порядка.

РАДИАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИММЕТРИЧНОГО РОТОРА

Марцинковский В.А., проф., доктор техн. наук, СумГУ
Белан В.В., студент гр. ДМ-51, СумГУ

Радиально-угловые колебания ротора в уплотнениях с учетом радиальных гидродинамических сил и моментов и с учетом инерции поворота диска описываются системой дифференциальных уравнений 8-го порядка. Анализ такой системы представляет большие математические трудности, поэтому есть смысл предварительно рассмотреть более простые парциальные системы, совершающие только радиальные и только угловые колебания. В данной работе рассмотрена парциальная система, совершающая только радиальные колебания. Для такой системы необходимо найти собственные частоты колебаний, и на основании этого решения делать выводы, об устойчивости системы, получить амплитудно-частотные характеристики и определить критические частоты системы.

Получить систему уравнений, описывающую рассматриваемую парциальную систему, можно положив в уравнениях радиально-угловых

колебаний ротора в уплотнениях перекрестные коэффициенты равными нулю. Мы придем к системе дифференциальных уравнений четвертого порядка, коэффициенты которой учитывают массу ротора и присоединенную массу жидкости, демпфирующие, гироскопические и циркуляционные силы. Определяем собственные частоты, рассмотрев свободные колебания ротора. Частное решение линейных однородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, следуя Эйлеру, можно представить в виде двух экспоненциальных функций, в результате чего получим систему алгебраических уравнений, определитель которой должен быть равен нулю. Раскрыв определитель, получим характеристическое уравнение четвертого порядка, которое может иметь как действительные, так и мнимые корни. По коэффициентам полученного уравнения, пользуясь критериями устойчивости, можно оценивать устойчивость ротора в щелевых уплотнениях. Собственные частоты системы представляют собой мнимые части характеристических показателей, представленных в комплексном виде.

Таким образом, анализ раздельных и угловых колебаний представляет как методический, так и практический интерес, поскольку позволяет выявить наиболее важные закономерности движения реальных роторов, оценить влияние гидродинамических характеристик щелевых уплотнений на собственные и критические частоты парциальных систем, на их устойчивость и амплитуды вынужденных колебаний. Результаты анализа парциальных систем достаточно хорошо отражают динамику реального ротора, если коэффициенты связи, определяемые перекрестными коэффициентами, близки к нулю. Для реальных роторов это условие не выполняется. Тем не менее, существуют конструкции роторов, которые совершают преимущественно либо радиальные, либо угловые колебания и удовлетворительно моделируются парциальными системами.

ВЫВОД УРАВНЕНИЙ РАДИАЛЬНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ НЕСИММЕТРИЧНОГО ОДНОДИСКОВОГО РОТОРА

Марцинковский В.А., проф., доктор техн. наук, СумГУ
Гордиенко Ю.В., студент гр. ДМ-51, СумГУ

Рассматриваются две типовые схемы однодискового ротора: с диском, находящимся между жесткими опорами и консольного. В обоих случаях радиальные смещения диска сопровождаются его поворотом в плоскости изогнутой оси вала. Ротор имеет четыре степени свободы. Инерционное сопротивление повороту характеризуется соответствующим гироскопическим моментом диска. Масса ротора сосредоточена в центре масс диска, а невесомый упругий вал вращается в жестких опорах.

При рассмотрении общего случая движения твердого тела относительно неподвижной системы координат была использована теорема