

определении закона распределения давления по длине исследуемого участка учитывались потери давления на трение, а также инерционная составляющая давления, обусловленная изменением кинетической энергии вдоль потока. В конфузорном канале скорость и кинетическая энергия увеличиваются по направлению потока за счет соответствующего уменьшения давления. В диффузорном канале картина обратная: кинетическая энергия вдоль потока уменьшается, а давление увеличивается.

Результаты, полученные для цилиндрического канала могут быть использованы для расчета плоского и кольцевого каналов.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСХОДА ЧЕРЕЗ ЩЕЛЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ**

Тарасевич Ю.Я.

Конусность, эксцентриситет и углы перекося в уплотнениях реальных машин зависят от многих случайных факторов, поэтому они тоже являются случайными величинами. В связи с этим определение динамических характеристик уплотнений необходимо рассматривать в вероятностном аспекте.

Поскольку для относительного смещения ротора все направления равноценны и он может принимать только положительные значения, то плотность вероятности эксцентриситета может быть описана усеченными законом Релея.

Средний радиальный зазор  $H$  и угол конусности уплотнения  $\vartheta$  - являются случайными величинами, распределенными по нормальному закону в некотором интервале ( $H_{\min}, H_{\max}, \vartheta_{\min}, \vartheta_{\max}$ ) определяемом допусками на изготовление

В работе определены значения расхода через щелевое уплотнение с учетом местных сопротивлений и без для различных режимов течения. Получены вероятностные характеристики расхода как функции случайных величин радиального зазора и конусности уплотнения. Проведен анализ полученных характеристик.

## **АВТОМАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО (ГИДРОПЯТА)**

Бровкова Е. В.

В настоящее время наиболее эффективным способом разгрузки осевых сил, действующих на ротор многоступенчатого центробежного насоса

является устройство автоматического уравнивания. В то же время высокий ресурс и надёжность этих важных узлов обеспечивается не всегда. Причина - неверный выбор устройства конструкции, недостаточно полный гидравлический и динамический расчёт, недостаточно полный учёт различных эксплуатационных факторов.

В работе рассмотрены особенности и области применения различных вариантов конструкции гидростатических уравнивающих устройств, а также методы их расчёта. Рассмотрен также вопрос влияния геометрии радиального дросселя устройства уравнивания на динамические характеристики роторов в поперечной плоскости. Проведён анализ материалов и технологий изготовления рабочих поверхностей устройства.

## **АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ГИДРОПЯТЫ С ПОДАТЛИВЫМ УПОРНЫМ КОЛЬЦОМ**

Павленко И.В.

В современных высоконапорных центробежных насосах суммарная осевая сила, действующая на ротор, достигает десятков тонн. Уравнивание таких нагрузок затруднительно и требует значительных затрат мощности. Во многих случаях применяют гидропята – автоматическое уравнивающее устройство, выполняющее одновременно функции упорного подшипника и комбинированного концевое уплотнения с саморегулируемым торцовым зазором. Работа гидропят основана на том, что осевая сила, действующая на торцовую пару, зависит от торцового зазора.

Рассмотрен расчёт принципиально отличной от предыдущих конструкций гидропята с податливым упорным кольцом. В результате статического расчёта получены статическая и расходная характеристики, позволяющие на стадии проектирования устанавливать величину протечек в зависимости от диапазона изменения осевой силы. Наряду со статическим расчётом приводится исследование динамической системы «ротор – разгрузочное устройство» и построение амплитудной и фазовой частотных характеристик. Расчёт также позволяет определить запас устойчивости системы для двух параметров (торцовая площадь и объём камеры) в зависимости от жёсткости упорного кольца.

Таким образом, на основании результатов расчёта можно предварительно указать достоинства использования гидропят с податливым упорным кольцом, таких как устранение задиров при пуске, возможность отслеживания перекосов разгрузочного диска при одновременном обеспечении надёжной работы в заданном диапазоне изменения осевой силы с минимальными протечками через торцовую щель.