При работе паровых турбин, центробежных и осевых компрессоров, т.е. турбомашин, в которых существуют осевые силы, существенная часть затрачиваемой энергии расходуется на преодоление трения в упорном подшипнике скольжения (УПС). Следовательно, одной из задач оптимального проектирования УПС является уменьшение потерь мощности на трение в подшипнике при одновременном обеспечении его надежности [1]. Наиболее наглядно минимальные потери на трение в подшипниках скольжения (ПС) могут быть показаны на диаграмме Герси−Штрибека [2], где коэффициент трения принимает минимальные значения при минимальном зазоре между движущимися поверхностями ПС, когда не происходит касания шероховатостей поверхностей. Однако в этом случае работа ПС является ненадежной: даже при небольшом увеличении осевой нагрузки происходит переход работы ПС в зону полужидкостного трения со значительным выделением теплоты и разрушением его рабочих поверхностей. Чтобы этого не происходило, допустимый минимальный рабочий зазор ПС должен превышать критическое значение на некоторую величину. Допустимый минимальный зазор принимают пропорциональным его критической величине: (1) где − коэффициент запаса толщины смазочного слоя. Величины и различные авторы оценивают по-разному. Обзор основных рекомендаций к заданию этих величин приведен в работе [3]. Чем точнее определяем критическую величину , тем меньшее значение коэффициента следует задавать. При уменьшении шероховатостей и перекосов рабочих поверхностей происходит уменьшение потерь энергии на трение, что, следовательно, приводит к увеличению несущей способности ПС. Из диаграммы также видно, что при увеличении вязкости масла μ и частоты ω вращения шипа упорного диска или при уменьшении удельной нагрузки руд коэффициент постепенно возрастает. При этом увеличивается минимальная толщина смазочного слоя. Следовательно, наибольшая несущая способность ПС при минимальных потерях на трение достигается на границе области оптимизации: При расчетах подшипников величину следует зафиксировать и в качестве критерия оптимальности принять несущую способность P. Вторым важным параметром, определяющим надежную работу ПС, является максимальная (или критическая) температура в смазочном слое. При достижении значения смазочный слой теряет свою прочность и может разрушиться за достаточно короткий промежуток времени. В настоящее время предельное состояние ПС оценивают температурой . Определение её является самостоятельной задачей реологии жидкости. От чего зависит величина , причины разрушения смазочного слоя и непосредственно величину для различных масел можно также найти в работе [3]. Для подшипников принимают допустимую температуру (2) где tmax , [tmax] , tкр − соответственно максимальные действительная, допустимая и критическая температуры жидкости; kt − коэффициент запаса по температуре. Таким образом, при оптимальном проектировании ПС два параметра [hmin] и

[tmax] являются ограничивающими факторами. Поскольку максимальная температура зависит от тепловыделений в смазочном слое и условий охлаждения, которые в свою очередь определяются вязкостью, скоростью течения смазки и производной скорости dV/dyωRcp/hmax, то можно предположить, что ее зависимость от этих величин монотонная. Поэтому максимальная несущая способность подшипников достигается на границе области оптимизации, ограничивающейся параметрами [hmin] и [tmax]. Необходимые условия работы ПС, при которых достигаются минимальные затраты: и tmax_ [tmax]. При этом, если в первом неравенстве должно выполняться условие , то второе неравенство является строгим, и наоборот. При выполнении этих неравенств необходимо найти максимальную несущую способность. При оптимизации конструкции ПС возникают две задачи: 1. известен критерий оптимальности − несущая способность P подшипника в расчетном режиме, которая равна прикладываемой к ПС нагрузке. Необходимо минимизировать габаритные размеры подшипника, например, наружный диаметр подушек УПС. В этом случае некоторые размеры, например, диаметр вала , внутренний диаметр подушек и т.д., являются фиксированными и заранее известными; 2. известны габаритные размеры. Необходимо увеличить критерий оптимальности P за счет внутренних конструктивных изменений, например, числа подушек Z, углов охвата подушек . Такая задача может возникнуть, например, при реконструкции ПС с целью улучшения его работы при ограниченных габаритных размерах. В настоящее время связь между критерием оптимальности P, параметрами конструкции, параметрами, характеризующими свойства смазочного материала, и режимом работы подшипника устанавливается путем математического моделирования ПС. В ПС можно выделить два вида течения смазочного материала: в тонком слое между рабочими поверхностями; в подводящих, сливных и межподушечных каналах и камерах. Первый вид течения является основным и позволяет установить связь между критерием оптимальности P и остальными параметрами подшипника. Математические модели этого вида течения основаны на уравнениях сохранения массы, количества движения, энергии в дифференциальной форме, а также содержат зависимости свойств смазочного материала от термодинамических параметров p и t и геометрические параметры области течения. Решение уравнений может быть в размерной и безразмерной формах. Замкнутую систему этих уравнений с начальными и граничными условиями можно назвать математическими моделями первого вида (ММВ1). Второй вид течения имеет место в реальных ПС. Хотя он и не устанавливает основную связь критерия оптимальности P с параметрами ПС, однако через граничные условия оказывает существенное влияние на первый вид течения и работу ПС. Математическое моделирование этого вида течения также опирается на основные законы сохранения, но в виду сложности характера течения и вторичности их влияния

на характеристики ПС эти законы применяются в конечной форме, с использованием результатов решений в области гидравлики. Как правило, эти уравнения используются при расчетах в размерной форме. Систему этих уравнений можно назвать математическими моделями второго вида (ММВ2). Две формы численной реализации общей ММ, их преимущества и недостатки описаны также в работе [3]. Разработанное программное приложение «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» [4], [5] содержит уравнения, описывающие второй вид течения, например, течение смазки в межподушечных каналах подшипников, которые входят в ММ первого вида течения. В этом случае происходит усложнение ММВ1 и упрощение ММВ2. Рассмотрим первую форму численной реализации ММ на основе программного приложения «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» применительно к УПС с неподвижными подушками двух форм зазора: с винтовой поверхностью клинового скоса и с параллельным межподушечному каналу (МПК) скосом. Расчетная схема одностороннего УПС с параллельным МПК скосом подушки (для винтовой поверхности схема похожая) и варианты его конструктивных исполнений представлены на рис. 1 и в таблице 1. Выбор варианта исполнения УПС (табл. 1) остается за конструктором. Однако необходимо учитывать, что наименьшие потери на трение обеспечивает односторонний УПС (К2=0) с индивидуальным подводом смазочного материала (К1=0). При изменении способа подвода смазки при Рис. 1 – Расчетная схема одностороннего УПС с неподвижными подушками (с параллельным МПК скосом): 1 – корпус, 2 – упорный подшипник увеличении признака К1 возрастают потери энергии на трение, но при этом увеличивается количество смазки в самом УПС, а следовательно, и живучесть подшипника. Такая же зависимость от К1 остается при конструктивных исполнениях признака К2=1 и 2. Асимметричное исполнение УПС (К2=2) позволяет несколько снизить потери энергии на трение по сравнению с симметричным исполнением (К2=1). Характер воздействия осевой силы на УПС определяет выбор исполнения, но с учетом Таблица 1 Подвод смазки Односторонний упорный подшипник К2=0 Индивидуальный К1=0 В межподушечный канал К1=1 По валу в межподушечный канал К1=2 С полным затоплением К1=3 Вариант отсутствует взаимозаменяемости элементов УПС. Но поскольку осевые силы действуют на УПС независимо в разных направлениях, оптимизацию подшипника можно выполнять для каждой стороны отдельно по аналогичному алгоритму. В таблице 2 приведены исходные данные для расчета УПС с неподвижными подушками по таблице1 при К2=0. Если К2=1 и 2, то дополнительно вводятся параметры, приведенные в п.п. 11÷26 для нерабочей стороны УПС. Показано изменение параметров при оптимизации: знак «=» − параметр постоянный, а знак «~» − параметр изменчивый. Данные по характеру зависимости параметров от несущей способности Р были взяты в случае

параллельного МПК скоса подушки, исходя из выполненного параметрического анализа; в случае винтовой поверхности - исходя из результатов работы [6]. Видно, что переменными являются девять параметров (п.п. 6, 7, 12÷15, 21, 25÷26) в случае параллельного МПК скоса и восемь параметров (п.п. 15.1,) в случае винтовой поверхности клинового скоса. Остальные параметры остаются постоянными и определяются, исходя из внешних условий, например, характеристик компрессора. Из девяти (или восьми) параметров два – относительный эксцентриситет ε (п.7) и зазор на выходе смазочного слоя (п. 25) – являются режимными, определяющими несущую способность P, минимальную толщину hmin смазочного слоя, максимальную температуру tmax и другие характеристики подшипника. Остальные семь (или шесть) являются конструктивными параметрами, подлежащими оптимизации, число которых можно уменьшить, учитывая, что внутренний диаметр уплотнения 2 однозначно зависит от наружного диаметра подушек: (3) где ΔDy2 − уменьшение диаметра D2 на постоянную незначительную (1÷2мм) величину, связанную с Таблица 2 - Исходные данные к расчету УПС с неподвижными подушками П.п. Наименование параметра Варьируемость 1 Марка масла = 2 Давление смазочного материала на входе p0 , МПа = 3 Температура смазочного материала на входе t0 , oC = 4 Температура смазочного материала на сливе tсл , oC = 5 Частота вращения ротора n0 , мин-1 = 6 Суммарный осевой зазор hs, мм ~ 7 Относительный эксцентриситет e ~ 8 Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения или диафрагмы KD = 9 Признак подвода смазки K1 = 10 Признак конструктивного исполнения K2 = 11 Внутренний диаметр подушек D1 , мм = 12 Наружный диаметр подушек D2 , мм ~ 13 Число подушек Z, шт ~ 14 Угол охвата подушки o ~ 15 Ширина клинового скоса подушки в случае параллельного МПК скоса ~ 15.1 Протяженность клинового скоса подушки в случае винтовой поверхности = 16 Диаметр вала под уплотнением 1 (подпятником) , мм = 17 Длина уплотнения 1 (подпятника) , мм = 18 Длина свободного участка вала от внутренней поверхности МПК до пяты , мм = 19 Диаметральный зазор уплотнения 1 d1, мм = 20 Давление смазочного материала за уплотнением 1 p1, МПа = 21 Диаметр внутренний уплотнения 2 , мм ~ 22 Длина уплотнения 2 до пяты , мм = 23 Ширина уплотнения 2 , мм = 24 Давление смазочного материала за уплотнением 2 py2 , МПа = 25 Толщина зазора на выходе смазочного слоя , мм ~ 26 Абсолютная клиновидность подушки , мм ~ 27 Толщина пяты мм = 28 Толщина подушки мм = требованиями расхода смазки через уплотнение 2. Увеличение величины ΔD2y приводит к увеличению потерь энергии на трение. Поэтому она выбирается минимальной, исходя из радиуса скругления или ширины МПК, а также ширины уплотнения 2 Параметры ε и также взаимно связаны через конструктивный параметр – суммарный осевой зазор формулой Следовательно, только один из них является независимой переменной. Также следует отметить, что изначально рассматривается нереверсивный УПС. На основании

проведенного анализа задача оптимального проектирования УПС математически формулируется следующим образом [7]: определить значения переменных (или),D2,Z,, (4) при которых критерии оптимальности для разных задач оптимизации min D2 = =D2 (Poc, max Ps = Ps(,D2,Z,, const) (5) или max Ps = =Ps(,D2,Z,, const), (6) являющиеся нелинейными функциями переменных. Они имеют минимально (для D2) или максимально (для Ps) возможную величину при условиях D2 > D1> 0; Z V 2; > 0; (7) и ограничениях (в случае параллельного МПК скоса) (8) (9) Далее рассмотрим оптимизацию одностороннего УПС, при которой число переменных сокращается до шести (,D2,Z,) в случае параллельного МПК скоса, а для винтовой поверхности − до пяти Связи между критерием оптимальности и остальными параметрами устанавливаются на основании интегральных характеристик УПС: 1) вначале определяем несущую способность отдельных подушек, затем находим суммарную несущую способность всего УПС: (10) где Z − число подушек; − безразмерный коэффициент несущей способности подушки; 2) определяем суммарную мощность, потребляемую подушками, исходя из потерь мощности отдельных подушек: (11) где − коэффициент потерь мощности на трение отдельной подушки; 3) определим расходы смазки через входные и выходные кромки единичной подушки (12) 4) определим максимальную температуру в смазочном слое в размерном виде (13) где температура смазки в межподушечном канале; 5) определим минимальную толщину смазочного слоя (14) Безразмерные коэффициенты были определены путем численной реализации программного приложения «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» и задаются в табличной форме. Отличительной особенностью программного приложения «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» при периодической ТУГД постановке течения в УПС является то, температура во входном сечении подушки определяется в процессе расчета, а не задается заранее. Это значительно упрощает и сокращает время процесса расчета УПС с неподвижными подушками. При разработке алгоритма оптимизации УПС вначале необходимо рассмотреть пределы изменения переменных оптимизации и поведение критерия оптимальности P в зависимости от этих переменных. Разделим параметры на дискретные и непрерывные [7, с.22]. В нашем случае дискретным является число подушек Z упорного подшипника, а остальные параметры могут непрерывно меняться. Так как дискретный параметр Z − единственный и принимаемые им значения достаточно ограничены, то, исходя из формул (4)−(9), для набора значений задачи оптимального проектирования будут выглядеть следующим образом: min D2 =D2(Poc, maxPs=Ps(,D2,,const)); (15) maxPs= =Ps(,D2,,,const). (16) Вначале определим пределы изменения значений Z. Не может быть число подушек Z1. Однако с точки зрения конструкции с целью исключения возникновения момента от взаимодействия осевой силы ротора и несущей способности подушки

необходимо Z увеличить до 2, причем подушки должны располагаться на одинаковом расстоянии и симметрично относительно оси. Обзор конструкций УПС с неподвижными подушками роторных компрессоров показал, что число подушек составляет не более При этом для разъемных УПС желательно четное число подушек с равномерным расположением их в половинках. Как было определено из параметрического анализа, ширина клинового скоса поверхности с параллельным МПК скосом в значительной степени зависит от геометрии подушки УПС – размеров и отношение Протяженность клинового скоса винтовой поверхности зависит лишь от угла охвата подушки и в безразмерном виде принята равной 0,75, когда несущая способность P максимальна [6]. Таким образом, при заданном D2 (случай, часто встречающийся при реконструкциях) и Zi для одностороннего нереверсивного упорного подшипника с неподвижными подушками обоих форм зазора остаются следующие варьируемые параметры: в случае параллельного МПК скоса max Ps = =Ps(,const) (17) или в случае винтовой поверхности max Ps = Ps(,const). (18) Величина в значительной степени определяет минимальную толщину Из работы [3] известно, что зависимость целевой функции от зазора приблизительно обратно пропорциональна его квадрату. Эта зависимость имеет монотонный вид, и максимальное значение всегда достигается на границе области изменений при . Однако зазор в уравнениях (4)−(9) является ограничивающим фактором. Следовательно, можно рассматривать оптимизацию УПС в случае параллельного МПК скоса для условия (17) по конструктивным параметрам а в случае винтовой поверхности для условия (18) – по Из проведенного параметрического анализа также следует, что отсутствует взаимное влияние между оптимальными величинами этих параметров, например, клиновидность подушки Δh не влияет на оптимальную величину и наоборот. Для примера оптимизации возьмем УПС с параллельным МПК скосом неподвижных подушек, входящий в центробежный мультипликаторный компрессор, находящийся в боксе №4 ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Геометрические размеры УПС: и др. Ширина скоса равна при переменном угле задавалась по формуле где в безразмерном виде предельное значение ширины скоса. Изменяя при оптимизации одну из данных геометрических величин, все остальные остаются постоянными. Ограничивающими факторами при расчетах будут являться величины [h2] и [tmax]. Из рис. 2 видно, что целевая функция Ps монотонно возрастает при увеличении угла охвата подушки с резким возрастанием несущей способности при больших значениях угла. Однако при увеличении угла , т.е. при уменьшении протяженности межподушечного канала, максимальная температура слоя смазки должна непрерывно возрастать, достигая предельных для смазки значений при сужении межподушечного канала. Причем чем меньше ограничивающий фактор [h2], тем выше температура Однако максимальная температура является также ограничивающим фактором при оптимальном

проектировании ПС. Таким образом, при оптимальном проектировании УПС рекомендуемая величина угла охвата подушки . Влияние температурного фактора становится существенным для высокоскоростных подшипников, и для них более благоприятно уменьшение угла охвата подушки . Рис. 2 – Зависимость несущей способности Ps от угла при Z=12 и различных значениях [h2] Из рис. 3а видно, что целевая функция Ps принимает максимальные значения при диапазоне абсолютной клиновидности подушки Δh==0,05÷0,09 мм. Причем большие значения Δh соответствуют большим зазорам ограничивающего фактора [h2]. Глубина клинового скоса Δh в значительной степени зависит от технологии изготовления и класса точности применяемого оборудования. Зависимость целевой функции Ps от ширины клинового скоса при постоянном [h2]=20мкм (рис. 3б) также принимает оптимальные значения. Таким образом, для выбора оптимальных значений Δh и требуется анализ полученных материалов. В случае, когда требуется найти минимальные габариты УПС стоит проанализировать взаимную связь D2 и Ps. Как видно из формулы (10), эта связь является монотонной, и, как следствие, оптимум достигается на границе области. Обычно в упорных подшипниках редко бывает D2/D1>2, а минимальное значение D2/D1≥1. Причем при D2=D1 упорный а б Рис. 3 – Зависимость Ps от клиновидности подушки Δh (а) при различных значениях [h2] и от ширины клинового скоса при [h2]=20мкм (б) и при Z=12 подшипник «вырождается». Поэтому следует принять D2/D1=1,2÷2, что позволяет определять характеристики УПС при нескольких заданных значениях отношения. Учитывая изложенное, предлагается алгоритм оптимизации упорного подшипника, основанный на методе полного перебора на равномерной сетке [7]. Программное приложение «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» позволяет рассчитывать оптимальные значения только при каждом новом вводе конструктивных параметров, и работа программного приложения в режиме диалога отсутствует. После нахождения оптимальных значений параметров осуществляется вывод на дисплей, а при необходимости и на печать всех характеристик подшипника при оптимальных значениях конструктивных параметров. При необходимости уточнения полученных данных решается вопрос повторного расчета оптимизации при новом наборе исходных значений параметров. После нахождения оптимальных и соседних значений конструктивных параметров посредством программного приложения возможно графическое представление расчетных данных по каждому параметру оптимизации, аналогично рис. 2-3. В этом случае увеличивается наглядность процесса поиска, и возникает возможность анализа поведения целевой функции Ps. Данный алгоритм расчета УПС является надежным и позволяет найти глобальные оптимальные параметры подшипника. Для оптимизации двусторонних УПС с неподвижными подушками можно рекомендовать следующее: 1) необходимо проанализировать поведение осевой

силы в зависимости от времени ; 2) если осевая сила в основном стационарна по времени и изменяется в течение короткого времени − при пуске и остановке, то возможна раздельная оптимизация рабочей и нерабочей сторон УПС с помощью программного приложения методом полного перебора (по рассмотренному алгоритму); 3) выбор осевой силы для нерабочей стороны УПС и его конструктивных особенностей остается за конструктором. В частности, если осевая сила для нерабочей стороны принимается равной основной силе, то ПС получается симметричным. Остается лишь определить суммарный осевой зазор по проверенным практикой формулам [8].