электронное научно-техническое издание НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ Эл № ФС 77 - 30569. Государственная регистрация №0421100025. ISSN 1994-0408

Имитационные модели гидропрессования конического соединения с гарантированным натягом

77-30569/256412

01, январь 2012 Заярный С. Л. УДК. 621.88.084.4

> КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана <u>texnakon@yandex.ru</u>

Введение Конические соединения с гарантированным натягом (КСГН) широко применяются в конструкциях гидропередач и тяговых приводах тепловозов и путевых машин. Сборка и разборка КСГН обеспечивается гидропрессовым способом, нагнетанием масла в сопряжение деталей. Это позволяет обеспечить не повреждаемости сопрягаемых поверхностей при многократной сборке – разборке. Надежность выполнения сборки – разборки предопределяется распределением давления масла по длине стыка соединения. Интегральная математическая модель гидропрессовой сборки цилиндрических соединений, базирующая на вариационном подходе к решению многосвязной контактной задачи, получена в работе /1/. Технология гидропрессование цилиндрических и конических соединений существенно различаются. В настоящей работе эта задача решена построением имитационной модели гидропрессования КСГН с учетом его конструктивных и технологических особенностей. Наиболее существенным для полноты имитационной модели гидропрессования, параметров сопрягаемых поверхностей, характеристик источника высокого давления и условий протекания масла в стыке.

Конструкция и технология. КСГН с конусностью 1/50 рис. 1,а относятся к разъемным, самотормозящимся соединениям. Технологическая операция их сборки- разборки осуществляется с помощью нагнетания масла в зону сопряжения деталей КСГН /2/.





Если давление масла превосходить величину контактного давления $p_{_H}(l_k)$ сопрягаемых поверхностей то между ними образуется пленка масла распределение давления в которой в последующие моменты времени t_i определяется как $p_t(x)$, где $x \in X \{x : x_t \le x \le x_0\}$.

Подвод масла к сопряжению деталей КСГН обеспечивается кольцевой маслораспределительной канавкой выполняемой в одной из деталей. Правильный выбор местоположения канавки по длине соединения (выбор $x_0 = l_k$), обеспечивает оптимальное распределение масла по длине КСГН, что предопределяет надежность выполнения технологических операций его сборки и разборка.

В случае простой конфигурации деталей КСГН расположение канавки определяется из конструктивных соображений /2/, или расчетными методами /3/. Для случая сложной конфигурации, в связи с отсутствием надежных методов расчета, расположение канавки рекомендуется подбирать опытным путем /4/. При известной эпюре распределений давления от натяга $p_{\mu}(x)$, выходными расчетными параметрами для КГСН являются, максимальное значение и эпюра распределения гидростатическим давлением p(x) по длине соединении рис. 1,6. Эти параметры необходимы для расчета деталей КСГН на прочность и определения условий его монтажа и демонтажа. Кроме того, в случае допущения упруго - пластическое деформирование охватывающей детали, эпюра распределения гидростатическим давления гидростатическим давлением p(x) определяет форму сопрягаемой поверхности и эпюру $p_{\mu}(x)$ после монтажа соединения /5/.

Условия гидропрессового демонтажа КСГН. Гарантированный демонтаж КСГН является одним из факторов его функциональной надежности и определяется условием

$$F_{e} + F_{c} \ge F_{mp}$$

где $F_{mp} = \pi \cdot d \int_{l} f(x) \cdot (p(x)_{H} - p(x)) dx$ - осевая проекция сила трения в закрытой части

стыка КГСН, $F_{mp} = 0$ при $p(x)_{\mu} - p(x) \le 0$, f(x)- текущее значение коэффициента трения;

 $F_c = \pi \cdot d \cdot c \int_l (p(x)_{_H} - p(x)) dx$ - осевая проекция силы давления от натяга в стыке

КГСН, $F_c = 0$ при $p(x)_{\mu} - p(x) \le 0;$

 $F_{z} = \pi \cdot d \int_{I} \left(c + \frac{p'(x) - p'_{H}(x)}{G(x)} \right) \cdot p(x) dx - \text{ осевая проекция силы гидростатического}$

давления в стыке КГСН, $G(x) = \frac{E}{d(C_1(x) + C_2(x))}$

$$C_{2}(x) = \frac{1 + k_{2}^{2}(x)}{1 - k_{2}^{2}(x)}, k_{1}(x) = \frac{d_{1}(x)}{d}, k_{2}(x) = \frac{d}{d_{2}(x)}$$
-параметры соединения, *E*-мо-

дуль упругости материала.

В зависимости от соотношения p(x,t) и $p(x)_{\mu}$ стык КСГН может быть представлен в виде пористого тела или кольцевого зазора. Схема стыка КСГН рассеченного плоскостью *s* представлена на рис. 2. Кольцевой зазора формируется при открытом стыке, $p(x)_{\mu} - p(x,t) \le 0$, рис. 2,а, а пористое тело формируется при закрытом стыке, $p(x)_{\mu} - p(x,t) \ge 0$, рис. 2,6.

Протекание масла по открытому стыку. Распределение жидкости по открытому стыку (зазору) можно определить как течение жидкости подчиняющееся, до известного размера зазора, общим законам гидравлики. Поток жидкости в зазоре принимаем ламинарным при котором перемещение частиц жидкости происходит только в осевом направлении, а скорость увеличивается от стенки к оси. При этом из- за наличия сцепления частиц жидкости друг с другом и со стенками на смежных поверхностях слоев жидкости возникают касательные напряжения τ . В этом случае жидкость подчиняется закону Ньютона и описывается Зави-

симостью $\tau = -\frac{\mu \cdot du}{dy}$, где μ - коэффициент динамической вязкости; du - скорость отно-

сительного смещения слоев жидкости; dy - расстояние между осями соседних слоев жидко-

сти, т.е τ является линейной функцией градиента скорости сдвига $\frac{du}{dy}$.



Рис. 2

Рассмотрим кольцевой зазор δ длиной Δx (рис.2,а). Течение жидкости возникает под действием перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$. Окружная длина зазора πd . Выделим в зазоре, симметрично относительно его оси, элемент высотой 2y и запишем условие его равновесия $2L\pi d\Delta x = \Delta p\pi d2y$.

Принимая во внимание закон $\tau = -\frac{\mu \cdot du}{dy}$, из предыдущего выражения получаем диф-

ференциальное соотношение для перепада скоростей $du = -\left(\frac{\Delta py}{\mu}\right) dy$. Если принять, что скорость течения на стенках зазора (при $\delta/2$) равно нулю, то интеграл приведенного соотношения составит $u = \Delta p \left(\left(\frac{\delta}{2}\right)^2 - y^2\right) / 2\mu \Delta x$. Поскольку скорость потока уменьшается пропорционально второй степени величины y, то скорость потока жидкости имеет максимальное значение в средней части зазора, $u_{\text{max}} = \Delta p \left(\frac{\delta}{2}\right)^2 / 2\mu \Delta x$, при y = 0. Тогда сред-

няя скорость потока определяется как $v = \frac{2u_{\text{max}}}{3} = \Delta p \left(\frac{\delta}{2}\right)^2 / 3 \Delta x$. Расход жидкости через

сечение зазора составит
$$Q(x) = v \cdot \delta \cdot \pi \cdot d = \left(\frac{\Delta p}{\Delta x}\right) \cdot \left(\frac{\delta^3 \cdot \pi \cdot d}{12 \cdot \mu}\right)$$
. В случае если расход $Q(x)$

является заданным, то перепад давления на участке Δx составит:

$$\Delta p = \frac{12 \cdot Q \cdot \mu_p \cdot \Delta x}{\delta^3 \cdot \pi \cdot d} \tag{1}$$

В общем случае все параметры, входящие в (1), являются зависимыми как между собой, так и от внешних факторов. Так зависимости вязкости жидкости от давления $\mu_p = \mu(p(x))$ и от температуры $\mu_T = \mu(T)$ определяются соотношениями:

 $\mu_p = \mu_t \cdot \exp(\alpha (p(x) - p_1))$ - параметр характеризующий сопротивление зазора протеканию масла, $\alpha = \text{var}$, $\alpha \approx 0,025$ –варьируемый параметр;

 $\mu_T = \mu_1 \cdot \exp(-\beta(T - T_1)), \quad \mu_1$ - вязкость при температуре T_1 и давлении p_1, β - коэффициент, для масел $\beta = 0,02 - 0,03$.

Для КСГН величина раскрытого зазора $\delta(x) = \delta(p(x), p_{H}(x), G(x))$ зависит от текущих значений давления жидкости p(x), натяга $p_{H}(x)$ и текущей радиальной жесткости G(x)

$$\delta(x) = \frac{p(x) - p_{\mu}(x)}{G(x)}$$
(2)

Если обозначить кольцевой расход, т.е. расход жидкости через единицу поперечной длины стыка как $q = \frac{Q}{\pi \cdot d}$, то с учетом (1),(2) перепад давления масла Δp на длине зазора Δx определяется соотношением

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{12G^3(x) \cdot q(x) \cdot \mu_p(p(x))}{\left(p(x) - p_{\mu}(x)\right)^3}$$
(3)

Протекание масла по закрытому стыку. Распределение жидкости по закрытому стыку не является течением жидкости подчиняющейся общим законам гидравлики. Закрытый стык КСГН можно рассматривать как пористое тело (ПТ) которое формируется контактным взаимодействием шероховатых сопрягаемых поверхностей КГСН. Пористость ПТ может

http://www.technomag.edu.ru/doc/256412.html

быть определены через стандартные параметры шероховатости *Rz* и *Ra*. Свойства ПТ характеризуются его проницаемостью.

Проницаемость ПТ. Проницаемость ПТ может быть определена из классических представлений о взаимодействии шероховатых тел. Так эквивалентная толщина пористого слоя h под нагрузкой определяется соотношением

$$h = \left(Rz_1 + Rz_2\right) \cdot \left(1 - \eta\right),\tag{4}$$

где η – относительное контактное сближение сопрягаемых поверхностей, Rz_1, Rz_2 – параметр шероховатости для охватывающей и охватываемой деталей. Численное значение величины η входящей в (4) определяется с помощью универсальных формул, полученных И.В. Крагельским для случая контактирования двух шероховатых поверхностей без учёта волнистости. Если в процессе нагружения контактное давление достигает максимальной величины $p_{\mu max}$, а затем снижается до величины p_{μ} , значение η определяется формулой

$$\eta = 0.54 \left(\frac{p_{H \max}}{HB}\right)^{\frac{1}{3}} + 0.31 \left(\frac{p_{H}}{HB}\right)^{\frac{1}{3}},$$

где HB – твёрдость по Бринеллю наиболее мягкого материала пары.

Коэффициент проницаемости пористого тела K_{nT} вычисляется из уравнения Козени – Кармана в зависимости от параметра пористости ПТ *m* и удельной поверхности соприкосновения микронеровностей с масляным слоем *B*

$$K_{\Pi T} = U \frac{m^3}{B^2},$$

где $U \approx 0, 2$ – постоянная Кармана .

Параметры пористости *m*, *B* зависят от геометрических параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей и получены различными авторами исходя из геометрических построений.

Проницаемость закрытого стыка в рамках теории пористого слоя равна:

$$\Pi = K_{\Pi T} \bullet h ,$$

По аналогии с (2) перепад давления масла Δp на длине ПТ Δx определяется соотношением

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{q(x) \cdot \mu_p(p(x))}{\Pi(p_{\mu}, p(x), R_z, HB)}$$
(5)

Изменение гидростатического давления по длине. Следует различать статическую и динамическую модели. Статическая модель предполагает установившейся режим протекания масла в стыке КСГН симметричного относительно маслоподводящей канавки. Эта модель справедлива в значительной степени для условия гидропрессования цилиндрических соединений. Динамическая модель предполагает неустановившейся режим протекания масла в стыке несимметричного относительно маслоподводящей канавки КСГН и отражает особенности его гидропрессования.

Статическая модель рассматривает уравнения (3),(5) как задачу определения дифференцируемой функции p(x), на интервале содержащем x_0 (задача Коши) при заданной параметрах $T = T_0$, $p(x_0) = p_{\text{max}}$, $q(T_0) = q_0$, удовлетворяющей условию

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = f(p(x), x) \tag{6}$$

Для открытого и закрытого участков стыка правая часть условия (6) определяется соответственно

$$f(p(x),x) = \frac{12G^{3}(x) \cdot q(T) \cdot \mu_{p}(p(x),t)}{(p(x) - p_{\mu}(x))^{3}}, \quad f(p(x),x) = \frac{q(x) \cdot \mu_{p}(p(x))}{\Pi(p_{\mu}, p(x), R_{z}, HB)}$$

Прямая задача для статической модели. Прямая задача формулируется как определение граничные условия в точке j на длине стыка $x = j \cdot \Delta x$ при заданном значении $p(x_0) = p_{\text{max}}$. Для ее решения используя условие (6), которое решается методом Эйлера, повторным применением формулы:

$$p_{i+1} = p_1 - hf\left(p_i, x_i\right) \tag{7}$$

При i = 1...j с шагом h вычисляются последовательные приближения $p_1, p_2, ..., p_j$, сходящиеся к точным значениям $p(x_1), p(x_2), ..., p(x_j)$ решения p = p(x) в точках $x_1, x_2, ..., x_j$, соответственно. При этом $x_j \le x_n$, где x_n – координата точки соответствующая торцу КСГН. Граничным условием цикла являются $p(x_0) = p_{max}, p(x_j) = 0$. При этом решением является последовательность $p(x_1), p(x_2), ..., p(x_j)$ при n = j. На промежуточных этапах решения разница между максимальным п и текущим ј количеством шагов $\Delta = n - j$ является критерием сходимости решения и варьируется изменением начальных условий $p(x_0) = \text{var}(p_{\text{max}})$. Шаг расчета h выбирается дискретно, в зависимости от параметра G(x), и в общем случае уменьшается при $i \rightarrow n$.

Обратная задача для статической модели. Обратная задача формулируется как определение величина p_{max} для $x_n = 0$ при заданных граничных условиях в точке x_0 . Эта задача решается с использованием условия (6) повторным применением формулы:

$$p_{n-i+1} = p_{n-i} - hf(p_{n-i}, x_{n-i})$$
(8)

При 1=1...n с шагом h вычисляются последовательные приближения $p_1, p_2,...p_n$ сходящимся к точным значениям $p(x_1), p(x_2),...p(x_n)$ решения p = p(x) в точках $x_1, x_2,...x_n$, соответственно. Варьируемым параметром является p_{n-i} . Сходимость результатов определяется на каждом шаге расчета. При этом имеются начальное $p(x_n) = 0$ и текущее $(p_{n-i+1})_t$ граничные условия. Так величина (p_{n-i+1}) рассчитанная при варьировании в точке x_{n-i+1} , является граничным условием $(p_{n-i+1})_t$ при варьировании в точке x_{n-i} . При этом сходимость решения определяется условием $(p_{n-i+1})_{var x_{n-i}} - (p_{n-i+1})_t \le min$.

Исследование статической имитационной модели гидропрессования КСГН. Для выявления особенностей распределения гидростатического давления по длине КСГН выполнен его расчет в зависимости от качественных и количественных факторов. Расчет выполнен по выражениям (7),(8) согласно представленного в таблице 1 плана трехфакторного расчетного эксперимента.

Таблица 1

№ п/п фактор	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
X1	+	+	+	+	-	-	-	-	0	0	0	0	0
X2	+	+	-	-	+	+	-	-	+	-	+	-	0
X3	+	-	+	-	+	-	+	-	+	+	-	-	0

План трехфакторного расчетного эксперимента.

77-30569/256412, №01 январь 2012 г. <u>http://technomag.edu.ru</u>

Варьируемыми параметрами расчетного эксперимента выбраны : X_1 -фактор определяющий формы деталей (изменение радиальной жесткости); X_2 - фактор определяющий величины радиальных натягов (несущая способность); X_3 -фактор определяющий относительную длину (соотношение длины и диаметра сопрягаемой поверхности). Точки плана X_1 соответствуют: $X_1 = (+1)$, шестерня; $X_1 = (-1)$, фланец; $X_1 = 0$, втулка. Точки плана X_2 соответствуют: $X_2 = (+1) \delta_n = 0,25 \text{ мм}$; $X_2 = (-1), \delta_n = 0,15 \text{ мм}$; $X_2 = 0, \delta_n = 0,2 \text{ мM}$. Точки плана X_3 соответствуют: $X_3 = (+1), \frac{l}{d} = 0,9$; $X_3 = (-1), \frac{l}{d} = 0,3$; $X_4 = (0)$

$$X_3 = (0), \frac{l}{d} = 0, 6.$$

Конструктивными параметрами КСГН принято: $d_1 = 10 \text{ мм}$; d = 84 мм; диаметр наружной поверхности втулочной части фланца и шестерни, $d_2 = 130 \text{ мм}$; диаметр наружной поверхности фланца и шестерни, $d_2 = 210 \text{ мм}$, диаметр наружной поверхности втулки, $d_2 = 130 \text{ мм}$ и $d_2 = 170 \text{ мм}$;

Параметры жидкости: кинематическая вязкость, $v_{50} = 70 \ {\rm MM}^2 \cdot c^{-1}$; погонный расход жидкости, $q = 0,2 \ {\rm MM}^2 \cdot c^{-1}$; рабочая температура , $T = 20^{\circ}C$.

На рис. 3, 4, 5 представлены результаты расчетного эксперимента для различных сочетаний варьируемых факторов. Рис. 3а, соответствует факторам $X_1 = (+1)$, $X_3 = (-1)$ рис. 36, соответствует факторам $X_1 = (+1)$, $X_3 = (-1)$, $X_3 = (-1)$ рис. 36, соответствует факторам $X_1 = (+1)$, $X_3 = (+1)$. Рис. 4а, соответствует факторам $X_1 = (-1)$, $X_3 = (-1)$ рис. 46, соответствует факторам $X_1 = (-1)$, $X_3 = (-1)$, $X_3 = (-1)$ рис. 46, соответствует факторам $X_1 = (-1)$, $X_3 = (+1)$. На рис. 3, 4 графики 1,2,3 соответствуют факторам $X_2 = (-1)$, $X_2 = (0)$, $X_2 = (+1)$, а графики 4,5,6 соответствуют результатам расчета для этих факторов. Рис. 5а, соответствует факторам $X_1 = 0$, $X_3 = (-1)$, рис. 56, соответствует факторам $X_1 = 0$, $X_3 = (0)$, рис. 58, соответствует факторам $X_1 = 0$, $X_3 = (0)$, рис. 58, соответствует факторам $X_1 = 0$, $X_3 = (-1)$, графики 1, 2, 3 рис. 5 показывают изменение давления натяга для фактора $X_2 = (0)$, а графики 4, 5, 6 соответствуют расчетным значениям давления жидкости для этих давлений натяга. На рис.58, представлены давления натяга для втулкам с наружными диаметрами $d_2 = 130$ *мм* (график 7) и $d_2 = 170$ *мм* (график 9) и

факторе $X_2 = (+1)$. Графики 8, 10 показывают соответствующие им расчетные значения давления жидкости.



Рис. 3



Рис. 4



Рис. 5

Выводы по статической модели. Предложенная математическая модель гидропрессования позволяет рассчитывать распределение гидростатического давления по длине соединения для различных параметров КГСН и условий протекания масла в стыке.

Динамическая модель правомерна для произвольного сочетания параметров и позволяет развернуть неустановившейся процесс гидропрессования КСГН во времени. Определение «динамическая модель» выражает сущность процесса гидропрессования несимметричного относительно маслоподводящей канавки КСГН. При этом для двухстороннего протекания масла характерно условие обеспечение баланса расходов по сторонам соединения с учетом характеристик источника высокого давления и условий формирования зазора.

Динамическая модель. Источник высокого давления. При динамической модели гидропрессования КСГН следует различать внешний (ВИВД) и внутренний (ВнИВД) источник высокого давления.

Внешний источник высокого давления. Характеристиками ВИВД (машины высокого давления) являются: N(t)- текущая мощность источника; $Q(t) = Q_0 \cdot \gamma_{\kappa n \partial}(p(t))$ -текущий объемный расход источника; где Q_0 - расход при $\gamma_{\kappa n \partial}(p(t))=1$, p(t)=0; $\gamma_{\kappa n \partial}(p(t))$ - объемный коэффициент полезного действия; $p(t) \leq p_{max}$ - текущее давление источника.

Указанные параметры связаны соотношением $N_{\max} \ge \left(\frac{Q(t) \cdot p(t)}{\gamma_{\kappa n \partial}}\right).$

Внутренний источник высокого давления. Характеристика ВнИВД определяется энергией упругой деформации разгрузка сопрягаемых деталей КСГН. Наличие такого источника необходимо учитывать в случае уменьшения давления ВИВД, т.е при условии $p(t) \ge p(t + \Delta t)$. При гидропрессовании от ВнИВД изменение расхода масла по длине КСГН определяется условием $grad(Q(x)) \ge 0$.

Динамическая модель. Формирование зазора при возникновения упругопластических деформаций. При гидропрессовании КСГН могут возникнуть условия для упругопластического деформирования деталей соединения. Степень этих деформаций определяется величиной давления масло, имеет неравномерный характер и может быть благоприятной для улучшения эксплуатационных качеств соединения /3/. Применительно к КСГН интенсивность напряжений выше в охватывающей детали, где и возникают упругопластические деформации. С достаточной для имитационной модели точностью, принимаем, что охватывающая деталь представляет собой толстостенную трубу и находится в осесимметричном напряженном состоянии. В этом случае, согласно энергетической теории прочности, условия возникновения упругопластических деформаций определяется соотношением

$$\sigma_T \leq \sqrt{\sigma_\theta^2 + \sigma_r^2 - \sigma_\theta \sigma_r} ,$$

где σ_{T} - предел текучести материала, $\sigma_{r} = p \frac{d^{2}}{d_{2}^{2} - d^{2}} \left(1 - \frac{d_{2}^{2}}{d^{2}}\right)$,

 $\sigma_{\theta} = p \frac{d^2}{d_2^2 - d^2} \left(1 + \frac{d_2^2}{d^2} \right)$ - радиальные и окружные напряжения на внутренней поверхности

охватывающей детали.

Для относительных деформаций сечений достаточно удаленных от торцов трубы справедливо $\varepsilon = const$, а для сечения расположенного в средней части СН можно принять $\varepsilon = 0$.

Если для охватывающей детали через диаметр d_T обозначит границу, разделяющую ее упругую и пластическую область, то согласно /4/ давление на внутренней поверхности p и радиальное перемещение u(r) точек расположенных на диаметре d, как в упругой, так и в пластической области определяются соотношениями

$$u(r) = \frac{\sqrt{3}}{4} \frac{\sigma_T}{E} \frac{d_T^2}{d}$$

$$p = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} \left(2\ln\frac{d_T}{d_1} - \frac{d_T^2}{d_2^2} + 1 \right)$$
(9)

Уравнение (9) решается численным методом для чего его удобнее представить в рекуррентной форме

$$\frac{r_T^2}{r_2^2} + 2\ln\frac{r_2}{r_T} - 1 = 2\ln\frac{r_2}{r_1} - \sqrt{3}\frac{p}{\sigma_T}$$

Величина зазора определяется из соотношения $\delta = u(r_1) - \frac{1}{2}\Delta$, где Δ - величина диаметрального натяга, $u(r_1)$ – радиальное перемещение на сопрягаемой поверхности охватывающей детали определяемое из соотношения (3) при $d/2 = r_1$.

Динамическая модель. Изменение гидростатического давления по длине КСГН. При фиксированном времени $t = t_k$ изменение гидростатического давления $p(x,t_k)$ на промежутке $x \in X \{x : x_k \le x \le x_0\}$ стыка сопрягаемых деталей определяется изменением градиента давления, которой зависимости от кругового расхода q(x), изменение гидростатического давления $p(x,t_k)$ и параметра $\mu_p(p(x))$ определяющего сопротивление зазора или ПТ протеканию масла. С учетом (3),(5) градиенты давления для зазора и ПТ определятся соотношениями

$$grad(p(x)) = \frac{12G^{3}(x) \cdot q(x) \cdot \mu_{p}(p(x))}{(p(x) - p_{\mu}(x))^{3}}$$
$$grad(p(x)) = \frac{q(x) \cdot \mu_{p}(p(x))}{\Pi(p_{\mu}, p(x), R_{z}, HB)}$$

Текущий круговой расхода жидкости q(x), в свою очередь, зависит от деформации сопрягаемых деталей, вызванной гидростатическим давлением p(x). Таким образом, рассматриваемая задача является многосвязной.

Описание алгоритма. Обозначим $p_k^{(i)}(x,t_k)$ распределение гидростатического давления $p(x,t_k)$ на промежутке $x \in X\{x: x_k \le x \le x_0\}$ стыка сопрягаемых деталей для итера-

ции *i* цикла *k*. Заданным, не варьируемым, параметром цикла является расход $q_k(t_k, x_0)$. Варьируемыми параметрами итерации *i* цикла *k* является $p_k^{(i)}(t_k, x_0)$ и

$$v_k^{(i)}(t_k, x_0) = rac{q_{1k}^{(i)}(t_k, x_0)}{q_{2k}^{(i)}(t_k, x_0)}$$
. Условие $q_k(t_k, x_0) = q_{1k}^{(i)}(t_k, x_0) + q_{2k}^{(i)}(t_k, x_0)$ устанавливает ба-

ланс расходов по направлениям стыка КГСН. Расход в произвольном сечении с координатой x состоит из расходов в осевом $q_{xk}(t_k, x)$ и радиальном $q_{rk}(t_k, x)$ направлениях, поэтому для последующего сечения справедливо соотношение $q_{x(k+1)}(t_{k+1}, x_{k+1}) = q_{xk}(t_k, x) - q_{rk}(t_k, x)$. Для цикла k при t_k решением задачи для i -ой итерации являются функциями распределения давления по направлениям стыка КГСН $p_1(x_{1k}^{(i)})$ и $p_2(x_{2k}^{(i)})$.

Итерационный процесс завершается при обеспечении граничных условиях

$$p_{1}(t_{k}, x_{1k}^{(i)}) \leq \Delta p, q(grad(p_{1k}^{(i)})) - q_{1k}^{(i)}(t_{k}, x_{1k}^{(i)}) \leq \Delta q,$$
$$p_{2}(t_{k}, x_{2k}^{(i)}) \leq \Delta p, q(grad(p_{2k}^{(i)})) - q_{2k}^{(i)}(t_{k}, x_{2k}^{(i)}) \leq \Delta q$$

где- $x_{1k}^{(i)} = x_{1k(j-1)}^{(i)} + (\Delta x)_{1k(j)}^{(i)}, x_{2k}^{(i)} = x_{2k(j-1)}^{(i)} + (\Delta x)_{2k(j)}^{(i)}$ -длина заполненного стыка по сторонам 1, 2 определенная в итерации *i* для цикла *k*, $x_{1k(j1-1)} = (j2-1) \cdot \Delta x_0, x_{2k(j2-1)} = (j2-1) \cdot \Delta x_0$ - длины заполненных стыков по сторонам 1,2 определяемые с фиксированным шагом Δx_0 для (j1-1), (j2-1) шагов в итерации *i* для цикла *k*, $(\Delta x_0)_{1k(j2)}^{(i)}, (\Delta x_0)_{2k(j2)}^{(i)}$ - варьируемые параметры для *j*1, *j*2 шагов.

Определение распределения давления по направлениям стыка КГСН $p_1(x_{1k}^{(i)})$ и $p_2(x_{2k}^{(i)})$, с учетом приведенных выше граничных условий можно рассматривать как многокритериальную задачу линейного программирования. При этом в качестве решения могут быть приняты функции $p_1(x_{1k}^{(i)})$ и $p_2(x_{2k}^{(i)})$ оптимальные по Парето/8/.

Изменение гидростатического давления $p(x,t_k)$ на промежутке $x \in X \{x : x_k \le x \le x_0\}$ стыка сопрягаемых деталей определяется по выше приведенному алгоритму с использованием соотношений (3),(5) для градиентов давления при открытом и

закрытом стыке. В этих соотношениях сопротивление протеканию жидкости в стыке как щели с шероховатыми стенками или пористом тела определяется обобщенным параметром $\mu_p(p(x))$.

Параметр $\mu_p(p(x))$ может быть нормирован условием

$$V(q(t_0)) = V(p(t_0)), \qquad (10)$$

где - $V(q(t_0)) = \sum_{j=k}^{j=k} q(\Delta_j t) \cdot \Delta_j t$ - объем стыка рассчитанный по расходу источника высоко-

го давления за промежуток времени $t_0 = \sum_{1}^{j=k} \Delta_j t$,

-
$$V(p(t_0)) = V_1(p_{1k}^{(i)}(x,t_0)) + V_2(p_{2k}^{(i)}(x,t_0))$$
- объемом стыка сформированного на

момент времени t_k распределенным по его длине и рассчитанным с учетом соотношений (3), (5) гидростатическим давлением,

-
$$V_1\left(p_{1k}^{(i)}(x,t_0)
ight)$$
 и $V_2\left(p_{2k}^{(i)}(x,t_0)
ight)$ объемы стыка по сторонам КСГН рассчитанные по

давлению в масляном слое при i-ой итерации цикла k для момента времени t_k .

Условие (10), при $\mu_p(p(x)) = \text{var}$, принимаем в качестве целевой функции в виде $\Delta V(t_0)() = V(p(t_0)) - V(q(t_0, \Delta t)) \le \delta_V$.





Рис. 6

Блок схема алгоритма расчета изменения гидростатического давления по длине КГСН составленного по динамической имитационной модели приведена на рис.6.

Выводы по динамической модели. Предложенная имитационная динамическая модель гидропрессования позволяет рассчитывать распределение гидростатического давления по длине соединения для различных параметров КГСН и условий протекания жидкости в стыке. Получаемые по предложенной имитационной модели зависимости позволяют обоснованно назначать конструктивные параметра КГСН, что в свою очередь позволит повысить как надежность выполнения технологических операций сборки и разборки, так и надежность соединения в целом.

Список литературы

1. Щенянский А.В. Теория и технология гидропрессовых соединений с натягом. Дисс. докт. технических наук. Ижевск 2003.

2. Гречищев Е.С., Ильяшенко А.А. Соединения с натягом: Расчет, проектирование, изготовление. -М: Машиностроение, 1981. - 247с.

3. Заярный С.Л., Ильяшенко А.А., Ноткин В.С. Расчет распределения давления в соединениях с натягом при монтаже их методом гидрораспора. // Вопросы технологии механосборки и сборки в машиностроении. Изд-во Саратовского университета, 1980 г. с. 59-63.

4. Ильяшенко А.А., Ноткин В.С., Заярный С.Л. Повышение несущей способности соединений с натягом при переменных нагрузках путем частичного автофретирования охватывающей детали //Тезисы докладов всесоюзной научно-технической конференции. Создание локомотивов большой мощности. Ворошиловград, 1981, с. 134.

5. Ильяшенко А.А., Ноткин В.С., Заярный С.Л. и др. РД 24.149.07-87. Расчет и проектирование конических соединений с гарантированным натягом, применяемых в тепловозостроении и путевом машиностроении - Москва, ВНИТИ, 1988,-106 с.

6. *Розенберг Ю.А*. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин - М. Машиностроение, 1970, 331с.

7. *Александров А.В., Потапов В.Д.* Основы теории упругости и пластичности; Учеб. для строит. спец. вузов.-М.: Высш. шк., 1990.-400с.

Грешилов А.А. Математические методы принятия решения: Учеб. пособие для вузов.-М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2006.-584 с.

electronic scientific and technical periodical SCIENCE and EDUCATION

L № FS 77 - 30569. №0421100025. ISSN 1994-0408

Imitating models of hydropressed conical pressure coupling 77-30569/256412

01, January 2012 Zayarnyi S.L.

Bauman Moscow Technical University, Kaluga Branch <u>texnakon@yandex.ru</u>

In this article the imitating models of hydropressed conical pressure coupling were developed. The constructive and technological features of the coupling were taken in the account. Conditions of oil layer forming in the coupling both for static and dynamic processes were defined. The results of numeric experiment for static process are included. The algorithm for dynamic numeric experiment is described. An application domain of the imitating models is defined. Effectiveness of the imitating model usage is shown.

Publications with keywords: <u>simulation model</u>, <u>hydropressing</u>, <u>conic connection</u>, <u>connection with a tightness</u> Publications with words: <u>simulation model</u>, <u>hydropressing</u>, <u>conic connection</u>, <u>connection with a tightness</u>

Reference

- 1. Shchenianskii A.V., Theory and technology of hydro-press compounds with an interference fit (Dr.Sci.Tech. dissertation), Izhevsk, 2003.
- 2. Grechishchev E.S., Il'iashenko A.A., Connection with an interference fit: Simulation, design, manufacturing, Moscow, Mashinostroenie, 1981, 247 p.
- 3. Zaiarnyi S.L.,Il'iashenko A.A., Notkin V.S., Calculation of pressure distribution in the compounds with an interference fit at installation them by the method of hydro-thrust, Problems of technology of mechanical-assembly and assembly machinery, Izd-vo Saratovskogo universiteta Saratov University Press, 1980, pp. 59-63.
- 4. Il'iashenko A.A., Notkin V.S., Zaiarnyi S.L., Increasing the carrying capacity of compounds with an interference fit under the variable loads by partial surface of plastic deformation of the detail, in: Abstracts of the All-Union Scientific-Technical Conference on Creating a high-power locomotives, Voroshilovgrad, 1981, p. 134.

- Il'iashenko A.A., Notkin V.S., Zaiarnyi S.L., et al., Guidance documents 24.149.07-87, Calculation and design of conic joints with guaranteed interference fit used in the diesel locomotive building and railway engineering, Moscow, VNITI, 1988, 106 p.
- 6. Rozenberg Iu.A., The influence of lubricants on the durability and reliability of machine components, Moscow, Mashinostroenie, 1970, 331 p.
- 7. Aleksandrov A.V., Potapov V.D., Fundamentals of the theory of elasticity and plasticity, Moscow, Vysshaia shkola, 1990, 400 p.
- 8. Greshilov A.A., Mathematical methods of decision-making, Moscow, Izd-vo MGTU im N.E. Baumana BMSTU Press, 2006, 584 p.