

**Р. Ф. Гаффанов, В. А. Тимирязев**, МГТУ «СТАНКИН», г. Москва

## **Управление процессом формирования соединения с натягом, собираемого термическим методом**

*Рассмотрена возможность повышения нагрузочной способности соединений с натягом, собираемых термическим методом. Разработана математическая модель термического соединения. Приведены результаты натурных и численных экспериментов, подтверждающих адекватность математической модели.*

**Ключевые слова:** соединение с натягом, термический метод, управление процессом.

**R. F. Gaffanov, V. A. Timiryazev**

## **Managing the Process of Forming Connections with Interference, Collected by the Thermal Method**

*Possibility of increase of loading ability of connections with a tightness, collected by a thermal method is considered. The mathematical model of thermal connection is developed. Results of the natural and numerical experiments confirming adequacy of mathematical model are resulted.*

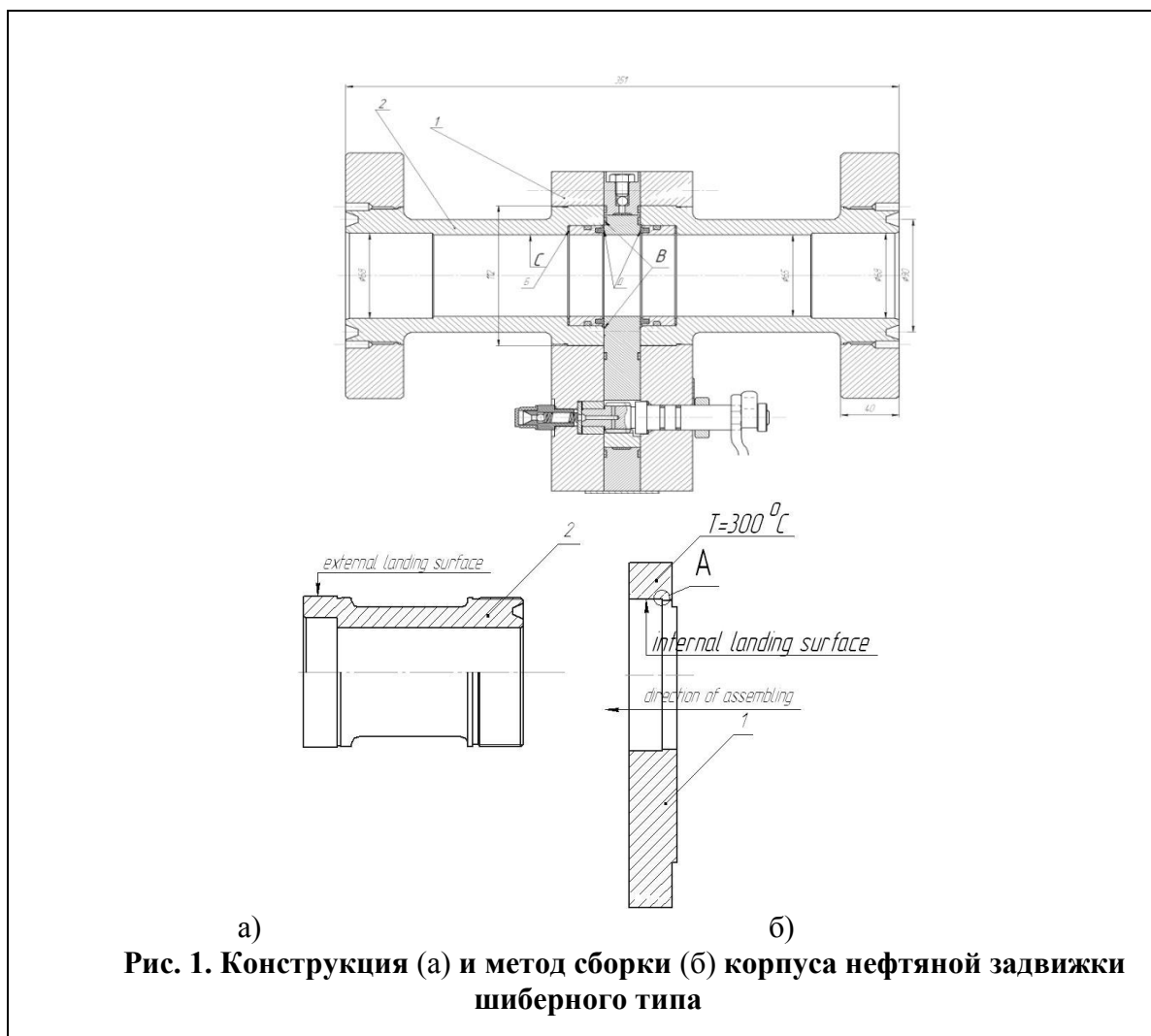
**Keywords:** connection with a tightness, thermal method, management of process.

Сборка соединений термическим методом (ТМ) осуществляется сопряжением деталей, между которыми, за счет разницы температур составных частей обеспечивается монтажный зазор, исчезающий при выравнивании температур составных частей.

Существующие аналитические методы расчета [1,2,3] позволяют определить требуемый монтажный зазор, необходимую разницу температур осевое и радиальное перемещение для деталей простой формы. Для реальных соединений с конструктивными особенностями, различной геометрией посадочной поверхности, применяются численные методы [4,5].

В известных работах [6,7] внимание уделено расчету напряженно-деформированного состояния (НДС) термического соединения, и сделано предположение о возможности управления процессом формирования соединения с помощью внешней среды.

На примере шиберной задвижки (рис. 1 а, б) было рассмотрена возможность повысить нагрузочную способность корпуса собираемого термическим методом с учетом всех факторов внешнего воздействия и условий контактного взаимодействия.



Для оценки конструкционной прочности составной задвижки были поставлены следующие задачи:

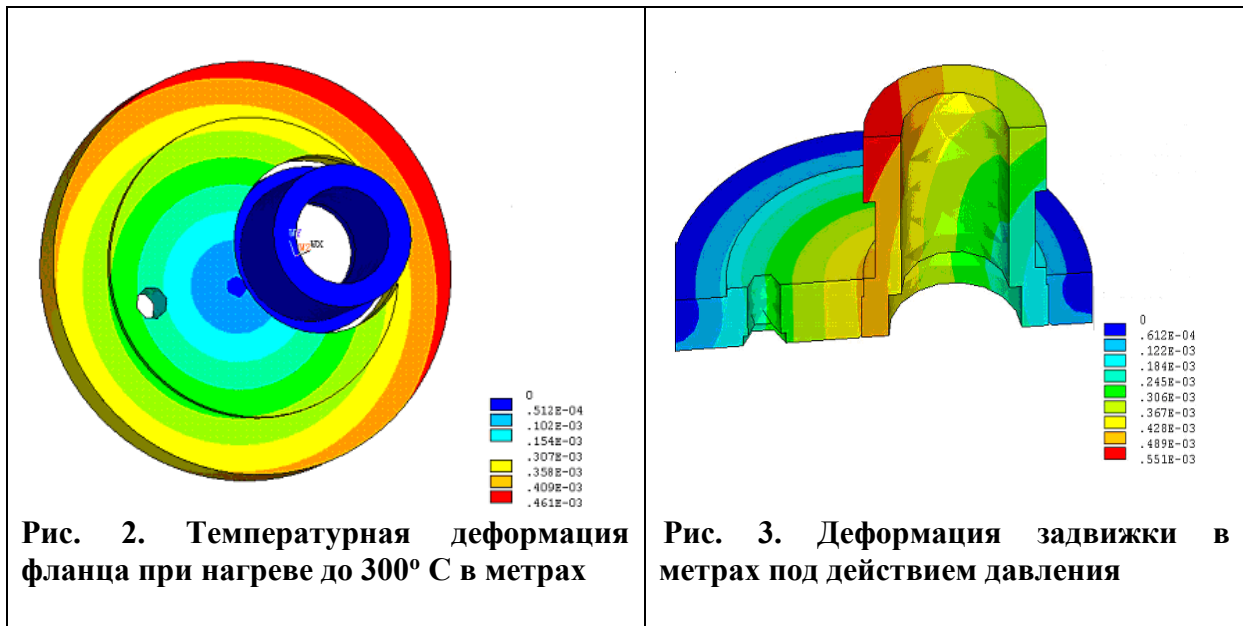
- рассчитать величину оптимального натяга обеспечивающего максимальную нагрузочную способность соединения;
- обеспечить точность базирования соединения

При решении задачи были приняты некоторые допущения:

- задача решалась без учета влияния момента затяжки шпилек, которые так же оказывают влияние на геометрию соединения и контактное давления в нем.

- Погрешности изготовления и монтажа принимались в расчет при определении max и min натяга.

Расчет нагрева и тепловой деформации фланца (рис. 2) показал, что максимальный тепловой монтажный зазор, на диаметре посадочной поверхности при температуре нагрева 300°C составляет 350 микрон



**Рис. 2. Температурная деформация фланца при нагреве до 300° С в метрах**

**Рис. 3. Деформация задвижки в метрах под действием давления**

Исходя из диапазона монтажного зазора, полученного при тепловом расчете, с учетом отклонений формы посадочных поверхностей, а так же интенсивностью охлаждения деталей была назначена посадка и определены максимальные натяга в соединении 160 микрон. Дальнейшее увеличение натяга ведет к возникновению пластических деформаций и снижению работоспособности соединения. Исходя из величины натяга были определены контактные давления в соединении по известной формуле [1] (1) рассчитывается сила распрессовки.

$$F = \int_0^l P(l) \cdot \pi d(l) f(p) dl, \quad (1)$$

где:  $F$  - усилие распрессовки

$P(l)$  – контактное давление на элементе

$\mu$  – коэффициент трения, зависящий от давления

$d(l)$  – диаметр посадочной поверхности на ее длине

Однако реальная площадь контакта, рассчитанная по формуле (2), с учетом погрешности изготовления и изменения геометрии детали в результате деформации составляет не более 80%. [1, 2].

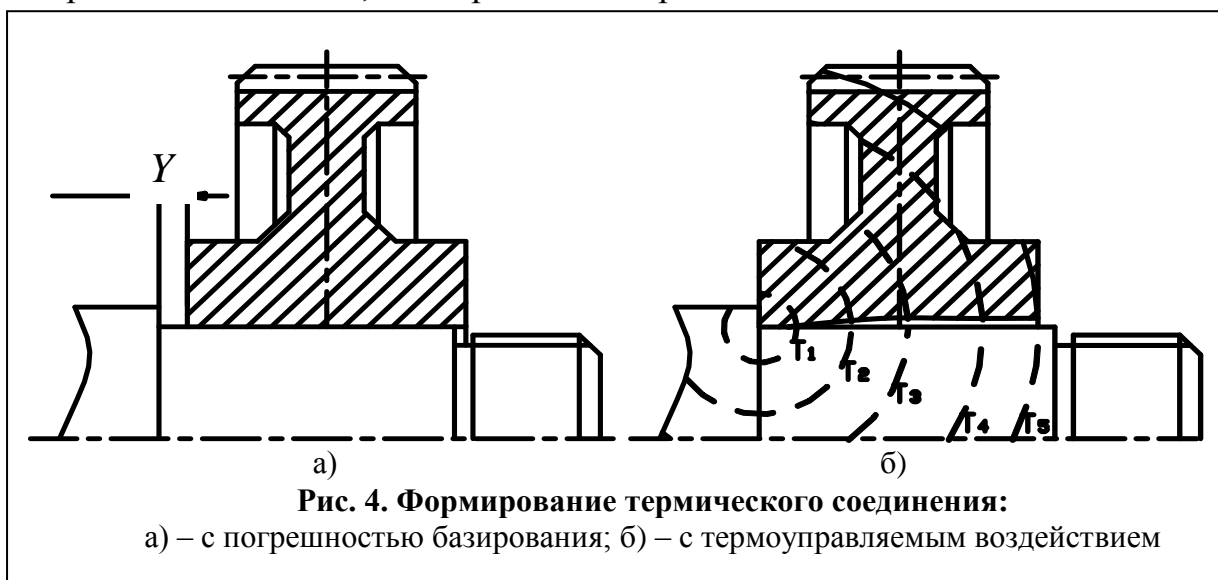
$$S = \pi \int_0^l d(l) dl, \quad (2)$$

где  $S$  – площадь контакта, зависящая от изменения диаметра посадочной поверхности по длине.

Исследование распределения тепловых полей позволило точно определить соответствующие деформации и оптимизировать процесс нагрева: температуру нагревания и скорость. Анализ НДС показал, что при охлаждении нагретой детали образуется зазор между фланцем и ступицей втулки. Для ликвидации зазора, обусловленного охлаждением одной из деталей, предложено, во время формирования соединения (охлаждения)

применить: силовое воздействие в осевом направлении (поджатие); неравномерное охлаждение, обусловленное изменением теплоотдачи.

Для расчета погрешности установки, а также для учета влияния граничных условий (принудительного охлаждения, регулируемого нагрева) необходимо знать распределение нестационарных температурных полей и скорость их распространения (рис. 4). Распределение температурных полей позволяет определить температурную деформацию и напряжения в деталях, подверженных термовоздействию.



Нестационарное температурное поле  $T = T(r, z, \tau)$  и при отсутствии источников тепла определяется уравнением, которое описывает нестандартное распределение теплового поля в общем виде [8]:

$$\frac{d}{dx} \left( K_{xx} \frac{dT}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left( K_{yy} \frac{dT}{dy} \right) + \frac{d}{dz} \left( K_{zz} \frac{dT}{dz} \right) + Q = 0. \quad (3)$$

Полевая функция  $\varphi$  определяет температуру тела (при условии, что главные направления анизотропии материала совпадают с осями координат).

В условиях взаимодействия с внешней средой на границе выполняется условие

$$K_{xx} \frac{dT}{dx} l_x + K_{yy} \frac{dT}{dy} l_y + K_{zz} \frac{dT}{dz} l_z + q + h(T - T_o) = 0. \quad (4)$$

В этом случае  $K_{xx}, K_{yy}, K_{zz}$  – коэффициенты теплопроводности в направлении осей  $x, y, z$ ;

$Q$  – внутренний источник тепла или сток;

$q$  – тепловой поток на части поверхности, кВт/м<sup>2</sup>;

$h$  – коэффициент теплообмена;

$T_o$  – температура окружающей среды, °С;

$h(T - T_o) = h$  – условие конвективного теплообмена;

$l_x, l_y, l_z$  – направляющие косинусы вектора к нормали граничной поверхности.

Для подтверждения адекватности математической модели была спроектирована установка по замеру температурных полей и деформаций, представленная на рис. 5.



**Рис. 5. Экспериментальная установка по замеру температурных полей и перемещений**

Блок по замеру температурных полей, включающий в себя макетную плату с размещенными на ней двенадцатью датчиками DS 1820, подсоединен к универсальному блоку питания БСП 5, который обеспечивает питание установки постоянным током 9 В.

Сигналы от датчиков поступают на адаптер сети MicroLAN, где полученный сигнал формируется в значения температуры и сохраняется в базу данных специальной программой. Диапазон рабочих температур и цена деления приведены в таблице 1.

*Таблица 1*

**Технические характеристики датчика DS 1820**

Технические характеристики	мин. значение	макс. значение
Интервал рабочих температур	-55 °C	+150 °C
Потребляемая мощность	3 В	5,5 В
Цена деления	0,01 °C*	0,5 °C
Время отклика (частота снятия показаний)	0,01 с	∞

\* – для получения высокой точности измерения датчики тарируются по формуле

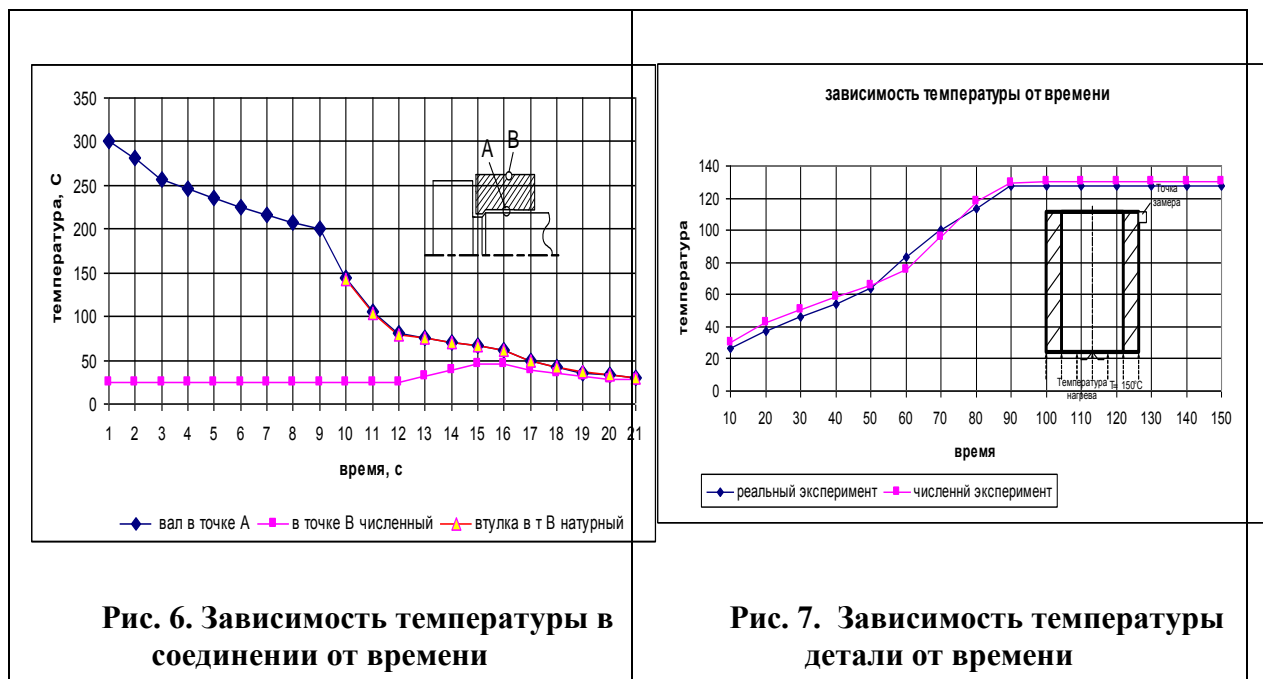
$$T = \frac{\sum T_i}{n}, \quad (3)$$

где  $n$  – количество датчиков;  $T_i$  – значение температуры в каждом из датчиков.

Замеры температурной деформации проводились на индикаторах часового типа с ценой деления 10 мкм и 1 мкм. Чтобы избежать влияния температурного воздействия от нагревательных устройств, в качестве теплоизолятора использовалась монтажная пена.

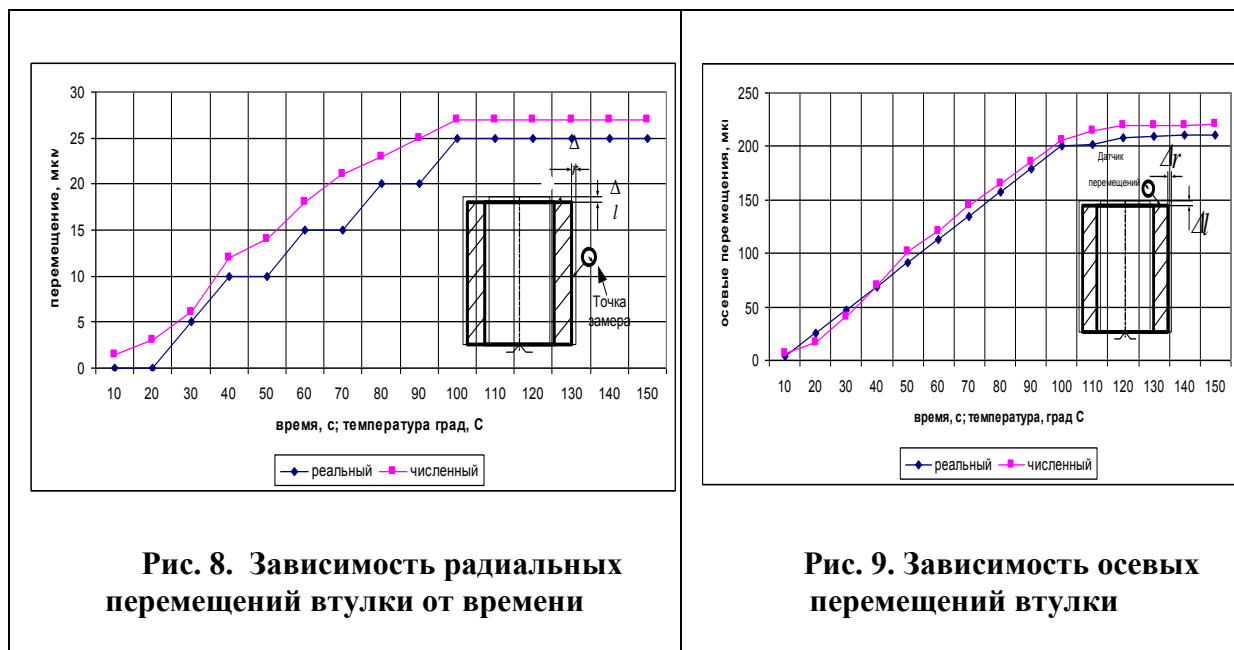
Результаты натуральных и численных экспериментов для деталей термического соединения (наружный диаметр втулки – 60 мм, диаметр посадки – 40 мм, длина посадки – 80 мм) представлены на рис. 5, 6 и 7. Незначительные расхождения в пределах 6–11 % подтверждают адекватность разработанной математической модели.

Сборка деталей термического соединения с течением времени проиллюстрирована на рис. 5. Втулка нагрета до температуры 150 °С, вал находится при комнатной температуре 20 °С. Остывание втулки приводит к появлению радиальных перемещений в этой детали. На стадии образования натяга в посадке происходит незначительная теплопередача от нагретой втулки к валу. Затем протекает совместное охлаждение деталей термического соединения с образованным натягом до комнатной температуры.



В первой серии экспериментов для проверки адекватности математической модели проводились замеры температурных полей и деформации отдельно на втулках. Деталь устанавливалась на нагревательное устройство с температурой нагрева 150 °С. Результаты замеров температурных полей приведены на рис. 7. На рис. 8, 9

проиллюстрировано появление термических деформаций в осевом и радиальном направлениях, обусловленных нагревом до 150 °С.



Проведенные эксперименты позволили выявить и установить закономерности изменения ТБ, НС и НДС от конструкторских и технологических параметров, разработать рекомендации по их расчету и выбору. Адекватность разработанной математической модели и расчеты термических соединений подтверждены экспериментальной проверкой на реальных образцах деталей. По результатам расчетов и экспериментальных исследований даны практические рекомендации по назначению конструктивных особенностей деталей соединений.

#### Список литературы

1. Гречищев Е.С., Ильяшенко А.А. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с., ил.
2. Тарабасов Н.Д. – Расчеты напряженных посадок в машиностроении М., 1961 г. МАШГИЗ 266 с.
3. Зенкин А.С. Арпентьев Б.М. Технологическое обеспечение точности сборки соединений с натягом осуществляемых с термовоздействием. Вестник Машиностроения №4 -1988 г.
4. С.Д. Панин, А.В. Астрахов, Особенности решения осесимметрично1 нелинейной нестационарной задачи теплопроводности с подвижной границей методом конечных элементов.
5. Зенкин А.С., Зубрецкая Н.А., Оценка и прогнозирование напряженно – деформированного состояния соединений с натягом при термических методах сборки //Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003 №6 с 9 – 12.
6. Щенятский, А. В. Управление НДС деталей и соединений машин / А. В. Щенятский, И. В. Абрамов, В. С. Клековкин. – М. : Вестник машиностроения. – 1995. – № 9.