УДК 67.05 DOI: 10.12737/3510

# Исследование поперечных смещений трубной заготовки в процессе её механической обработки на основе компьютерного моделирования*

**Б. И. Голубь**

*Исследуется возможность повышения точности параметров (шаг резьбы, угол профиля, наружный и внутренний диаметры резьбы) различных видов резьбы на обсадных бесшовных трубах. Как способ достижения поставленной цели рассматривается уменьшение амплитуд колебаний, возникающих в системе «станок — приспособление — инструмент — деталь» (СПИД). Для решения данной задачи предложена модель, описывающая колебания трубной заготовки в процессе её обработки и позволяющая определить влияние на обрабатываемый конец колебаний заготовки, возникающих в свободной её части. В результате проведённого исследования получена математическая модель, основанная на методе начальных параметров. В результате проведённых расчётов определена наилучшая (из рассмотренных в статье) схема расположения опор, при которой возникающие в системе автоколебания минимальны. Полученные в работе результаты могут быть применены на любом предприятии, занимающемся нарезанием резьбы на обсадных трубах. По результатам проведённого исследования было установлено следующее:*

*— оптимальное количество опор для рассматриваемого оборудования — пять;*

*— увеличение числа опор далеко не всегда приводит к уменьшению амплитуд колебаний;*

*— изменение взаимного расположения опор является эффективным средством уменьшения амплитуды колебаний, что способствует повышению точности параметров резьбы.*

***Ключевые слова:*** *точность обработки при резании, математическое моделирование, позиционирование заготовки.*

**Введение.** В последнее время условия добычи нефти и природного газа постоянно усложняются. Соответственно, растут требования к параметрам резьбы различных типов. Речь идёт о таких параметрах, как герметичность соединения, лёгкость свинчивания, способность противостоять поперечным и продольным нагрузкам. Таким образом, качество резьбы обсадных труб — актуальная проблема [1], [2].

На Таганрогском металлургическом заводе (ОАО «ТАГМЕТ») получение резьбы с требуемыми параметрами затруднено по ряду причин. В процессе нарезания в системе СПИД заготовка вращается и прогибается под собственным весом. Всё это вызывает колебания. Изменяются силы резания. На рассматриваемом участке основными видами резьбы являются ОТТМ, ОТТГ, БАТ-ТРЕСС. Диапазон диаметров труб — от 140,0 мм до 219,0 мм. Толщина стенок — от 7,0 мм до 12,1 мм. Длина труб — от 8,5 м до 12,3 м.

Целью проведённого исследования является повышение качества резьбы на обсадных трубах путём уменьшения амплитуд автоколебаний, возникающих в системе СПИД.

**Описание предлагаемой модели.** Трубную заготовку для простоты можно рассматривать как тонкий, упругий стержень с равномерно распределённой массой.

Чтобы учесть влияние кривизны заготовки на возникающие в системе колебания, введём параметр кривизны, учитывающий геометрические особенности реальной заготовки.

На рис. 1 переходные матрицы 3-го, 7-го, 8-го участков обозначены соответственно $Q_3 \times H_3$, $Q_7 \times H_7$, $H_8$; длины 1-го, 2-го и 8-го участков — соответственно $l_1$, $l_2$, $l_8$; величины поперечных прогибов в сечениях 0, I, II, VI, VII и VIII — $z_0$, $z_1$, $z_2$, $z_6$, $z_7$, $z_8$; величины угла поворота в сечениях 0, I, II, VI, VII и VIII — $\varphi_0$, $\varphi_1$, $\varphi_2$, $\varphi_6$, $\varphi_7$, $\varphi_8$; $EJ$ — крутильная жёсткость стержня; $h$, $k$ —

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

соответственно коэффициент демпфирования и жёсткость шпинделя; $F$ — сила резания; $\rho F$ — масса единицы длины стержня.

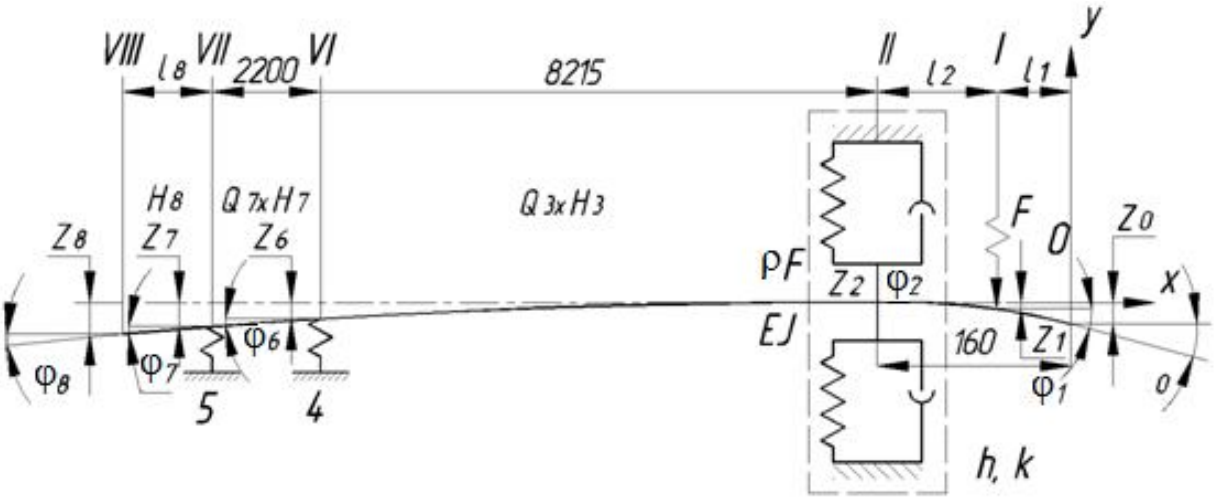



Рис. 1. Схема деформации трубной заготовки с двумя опорами

Для удобства определения параметра кривизны принимаем, что труба имеет форму дуги, принадлежащей некоторой окружности радиуса $r$. Тогда величина прогиба определяется как кратчайшее расстояние от вершины дуги до её хорды.

Для расчёта величина прогиба трубы под собственным весом была принята равной $l_{\text{пр}} = 4 \cdot 10^{-3}$ м. Радиус кривизны определяется из соотношения:

$$r = \frac{l_{\text{пр}}^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2}{2 \cdot l_{\text{пр}}}. \tag{1}$$

Прогиб в $z$-м сечении легко определить по формуле:

$$zpr_z = \sqrt{r^2 - \left(\sum_{k=0}^{z} - l_k + \frac{L}{2}\right)^2} - \sqrt{r^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} - \left(\sqrt{r^2 - \left(-\left(l_2 + l_1\right) + \frac{L}{2}\right)^2} - \sqrt{r^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2}\right), \tag{2}$$

где $zpr_z$ — прогиб стержня в $z$-м сечении; $l_k$ — длина стержня $k$-го участка; $L$ — длина всего стержня.

Начальный угол прогиба для рассматриваемых сечений будет определяться как

$$\varphi pr_z \approx \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg}\left(\frac{r - \left(l_{\text{пр}} - zpr_z\right)}{\left|\frac{L}{2} - \left(\sum_{k=1}^{z} l_k\right)\right|}\right), \tag{3}$$

где $\varphi pr_z$ — угол прогиба стержня в $z$-м сечении.

Для нахождения смещений трубной заготовки во время процесса обработки удобно воспользоваться методом начальных параметров [3], [4]. Переходная матрица участка будет иметь вид:

$$H_z = \begin{pmatrix} A_z & B_z & C_z & D_z \\ \lambda_z^4 D_z & A_z & B_z & C_z \\ \lambda_z^4 C_z & \lambda_z^4 D_z & A_z & B_z \\ \lambda_z^4 B_z & \lambda_z^4 C_z & \lambda_z^4 D_z & A_z \end{pmatrix}, \tag{4}$$

где $A_z$, $B_z$, $C_z$, $D_z$ — функции А. Н. Крылова для $z$-го участка стержня.

Матрица $H_z$ учитывает свойства материала и его геометрию, но для вычисления характеристик в соседнем сечении необходимо также учесть характеристики опор, на которых располагается заготовка. Это можно сделать переходной матрицей $Q_z$:

$$Q_z = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\varepsilon_z & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \tag{5}$$

где $\varepsilon_z = \dfrac{V \cdot l_z^3}{E \cdot J}$ — смещение люнета под воздействием заготовки.

В нашей модели заготовка совершает вращательное движение, поэтому необходимо учесть влияние инерционной силы. Можно сделать это при помощи матрицы $K_z$:

$$K_z = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \delta_z & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \tag{6}$$

где $\delta_z = \dfrac{J_z \cdot \left(\dfrac{\omega \cdot 2\pi}{60}\right)^2 \cdot l_z^3}{E \cdot J0}$ — смещение под действием инерционной силы; $J_z = m_z \dfrac{D0^2 + d^2}{8} + m_z zpr_z$ — момент инерции трубы в $z$-м сечении вдоль оси $OX$, $zpr_z = 0$ — для данной модели; $J0 = ms \cdot \dfrac{D0^2 + d^2}{8}$ — момент инерции трубы вдоль оси $OX$.

Чтобы учесть воздействие на систему радиальной составляющей силы резания, вводим матрицу $F_i$:

$$F_i = \left(0 \quad 0 \quad 0 \quad P \cdot \frac{l2_i^3}{E \cdot J}\right)^T, \tag{7}$$

где $l2_i$ — длина 2-го участка в $i$-й момент времени.

Для применения метода начальных параметров необходимо знать начальные условия одного из концов стержня. В нашей модели сечение № 2 представляет собой зажим в патроне станка, деформациями которого мы пренебрегаем ввиду большой жёсткости подшипниковых опор шпинделя. То есть для любого момента времени угол, на который отклоняется заготовка от своей оси, и координата её поперечного смещения вдоль оси $Z$ равны нулю:

$$\varphi_{2,i} = 0, \; Z_{2,i} = 0.$$

Тогда получаем систему уравнений в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} Z_{2,i} \\ \varphi_{2,i} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = K2_i \cdot H2_i \cdot K1_i \cdot H1_i \cdot \begin{pmatrix} Z_{0,i} \\ \varphi_{0,i} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + K2_i \cdot H2_i \cdot F_i, \tag{8}$$

где $K1_i$, $K2_i$ — переходные матрицы, учитывающие инерционные силы в $i$-й момент для 1-го и 2-го участков соответственно; $H1_i$, $H2_i$ — переходные матрицы в $i$-й момент для 1-го и 2-го участков соответственно.

Решение системы уравнений (8) будет иметь вид:

$$Z_{0,i} = \frac{\Delta 2_i}{\Delta 0_i}; \; \varphi_{0,i} = \frac{\Delta 1_i}{\Delta 0_i \cdot l2_i}. \tag{9}$$

Здесь

$$\Delta 0_i = \begin{vmatrix} (Z_1_i)_{0,0} & (Z_1_i)_{0,1} \\ (Z_1_i)_{1,0} & (Z_1_i)_{1,1} \end{vmatrix}; \quad (10)$$

$$\Delta 1_i = \begin{vmatrix} (Z_1_i)_{0,0} & -(O_1_i)_{0,0} \\ (Z_1_i)_{1,0} & -(O_1_i)_{1,0} \end{vmatrix}. \quad (11)$$

$$Z_1_i = K2_i \cdot H2_i \cdot K1_i \cdot H1_i;\ O_1_i = K2_i \cdot H2_i \cdot F_i; \quad (12)$$

$$\Delta 2_i = \begin{vmatrix} -(O_1_i)_{0,0} & (Z_1_i)_{0,1} \\ -(O_1_i)_{1,0} & (Z_1_i)_{1,1} \end{vmatrix}. \quad (13)$$

Обозначим

$$Z00_i = \begin{pmatrix} Z_{0,i} & \varphi_{0,i} & 0 & 0 \end{pmatrix},\ M_{1,i} = K1_i \cdot H1_i \cdot Z00_i^T,\ N_{1,i} = M_{1,i} + F_i^T.$$

Тогда

$$Z_{1,i} = (N_{1,i})_{00} - zpr1_i,\ \varphi_{1,i} = (N_{1,i})_{00} \cdot I1_i^{-1} - \varphi pr1_i,$$

где $zpr1_i$ и $\varphi pr1_i$ — величины поперечного и углового смещения 1-го участка в *i*-й момент времени. Для нашей модели они приравниваются нулю.

Зная начальные условия в 0-м сечении, можно определить смещение детали в различных сечениях. Для этого необходимо последовательно перемножить переходные матрицы участков, в которые входят соответственно матрицы, учитывающие жёсткости опор, инерционные характеристики, геометрические характеристики сечения.

Введём следующие обозначения:

$$O_{z,i} = \prod_{k=3}^{z} (MQ_z \cdot K_z \cdot H_z) \cdot K2_i \cdot H2_i \cdot F_i^T, \quad (14)$$

$$M_{z,i} = \prod_{k=3}^{z} (MQ_z \cdot K_z \cdot H_z) \cdot K2_i \cdot H2_i \cdot M_{1,i}, \quad (15)$$

$$N_{z,i} = O_{z,i} + M_{z,i}. \quad (16)$$

Отсюда

$$Z_{z,i} = (N_{z,i})_{00} - zpr_z,\ \varphi_{z,i} = (N_{z,i})_{01} \cdot \left( I1_i + L2_i + \left( \sum_{k=3}^{z} I_z \right) \right)^{-1} - \varphi pr_z,$$

где $z = 0 \ldots 26$ — номер рассматриваемого сечения, $i = 0 \ldots 80$ — момент времени.

Решение уравнения движения участка стержня в проекции на плоскость *ZOX* будет иметь следующий вид:

$$ZY_{z,i} = Z_{z,i} \cdot \sin\left( \frac{\omega \cdot 2 \cdot \pi \cdot t_i}{60} + \varphi_{z,i} \right). \quad (17)$$

Чтобы определить траекторию движения оси симметрии трубной заготовки в различных сечениях, необходимо найти проекции этих смещений (для дальнейшего нахождения результирующей). В нашем случае необходимое и достаточное количество таких проекций — две, в плоскостях *ZOX* и *YOX*.

В плоскости *YOX* на стержень будут действовать те же силы, что и в плоскости *ZOX* (в данном случае весом трубы мы пренебрегаем). Следовательно, переходные матрицы останутся неизменными. Проекция радиальной составляющей силы резания на плоскость *YOX* будет равна:

$$P1 = \frac{P}{\sqrt{3}}.$$

В горизонтальной плоскости жёсткость опор будет определяться зависимостью $\varepsilon Y_z = \frac{V \cdot I_z^3}{2 \cdot E \cdot J}$.

Матрица жёсткости примет следующий вид:

$$QY_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\varepsilon Y_z & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

Матрица, учитывающая воздействие радиальной составляющей силы резания в проекции на плоскость *YOX*, выглядит как:

$$F2_i = \left( 0 \quad 0 \quad 0 \quad P1 \cdot \frac{I2_i^3}{E \cdot J} \right)^T. \quad (19)$$

Матричное уравнение движения стержня в плоскости *YOX* и его решение будут иметь такой же вид, что и в плоскости *ZOX*, с разницей лишь в самих переходных матрицах, матрицах, учитывающих влияние жёсткости опор, а также в матрице, учитывающей воздействие режущего инструмента на заготовку.

Зная решения уравнений движения в двух проекциях, можно определить траекторию движения стержня (по сути, оси стержня) в пространстве [5].

Если рассматривать отдельно взятые сечения в плоскости *ZOY*, то можно представить траекторию вращения оси стержня в виде эллипса с осями, равными $YY_{i,l}$, $ZY_{i,l}$.

Уравнение эллипса можно представить в виде:

$$T(y, z, i) = \sqrt{\left(1 - \frac{y^2}{YY_{z,i}^2}\right) \cdot ZY_{z,i}^2}. \quad (20)$$

**Анализ полученных результатов.** На момент проведения эксперимента на рассматриваемом участке окончательной отделки работали лишь два крайних люнета — № 4 и № 5 (см. рис. 1). Естественно одной из наших задач было выяснить, как этот факт отразится на качестве получаемой резьбы.

На рис. 2, *а*, *б* на оси *X* отображена координата поперечного сечения стержня, на осях *Z* и *Y* — поперечные смещения стержня соответственно вдоль осей *Z* и *Y*, по оси *t* — время в секундах.

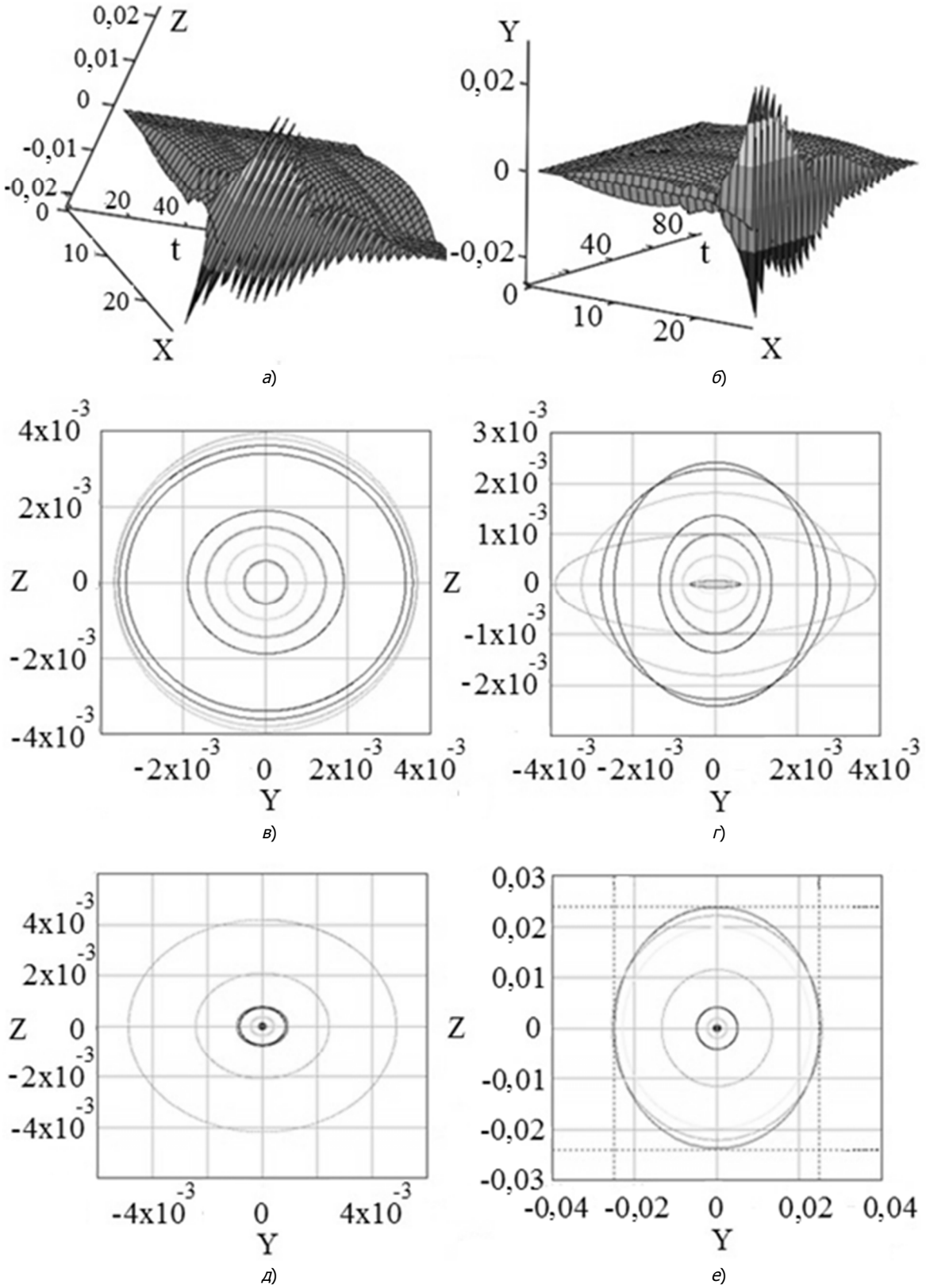
На рис. 2, *в*, *г*, *д*, *е* — на вертикальной оси изображены поперечные смещения стержня вдоль оси *Z*, на горизонтальной — вдоль оси *Y*.

Все линейные размеры на рис. 2 указаны в миллиметрах.

Из рис. 2 видно, что формы колебаний стержня претерпели значительные изменения. После 18-го сечения амплитуда колебаний кардинально меняется. В сечении № 8, ввиду наличия в нем опоры, амплитуда колебаний резко уменьшается, затем наблюдается некоторый её рост до того момента, пока колебания не достигнут 5-й опоры, где значения амплитуды падают до минимальной отметки. После того как колебания достигнут сечений, находящихся за 5-й опорой, наблюдается резкое возрастание амплитуды. В начальные моменты времени в крайних сечениях она принимает значения порядка 20 мм.

В плоскости *YOX* подобные явления выражены менее ярко, однако амплитуды колебаний в крайнем сечении имеют практически такие же значения, что и в плоскости *ZOX*.

По результатам проведённых расчётов можно сделать вывод о том, что 5-я опора практически все время подвержена силовым перегрузкам, которые могут привести к её преждевременному выходу из строя.

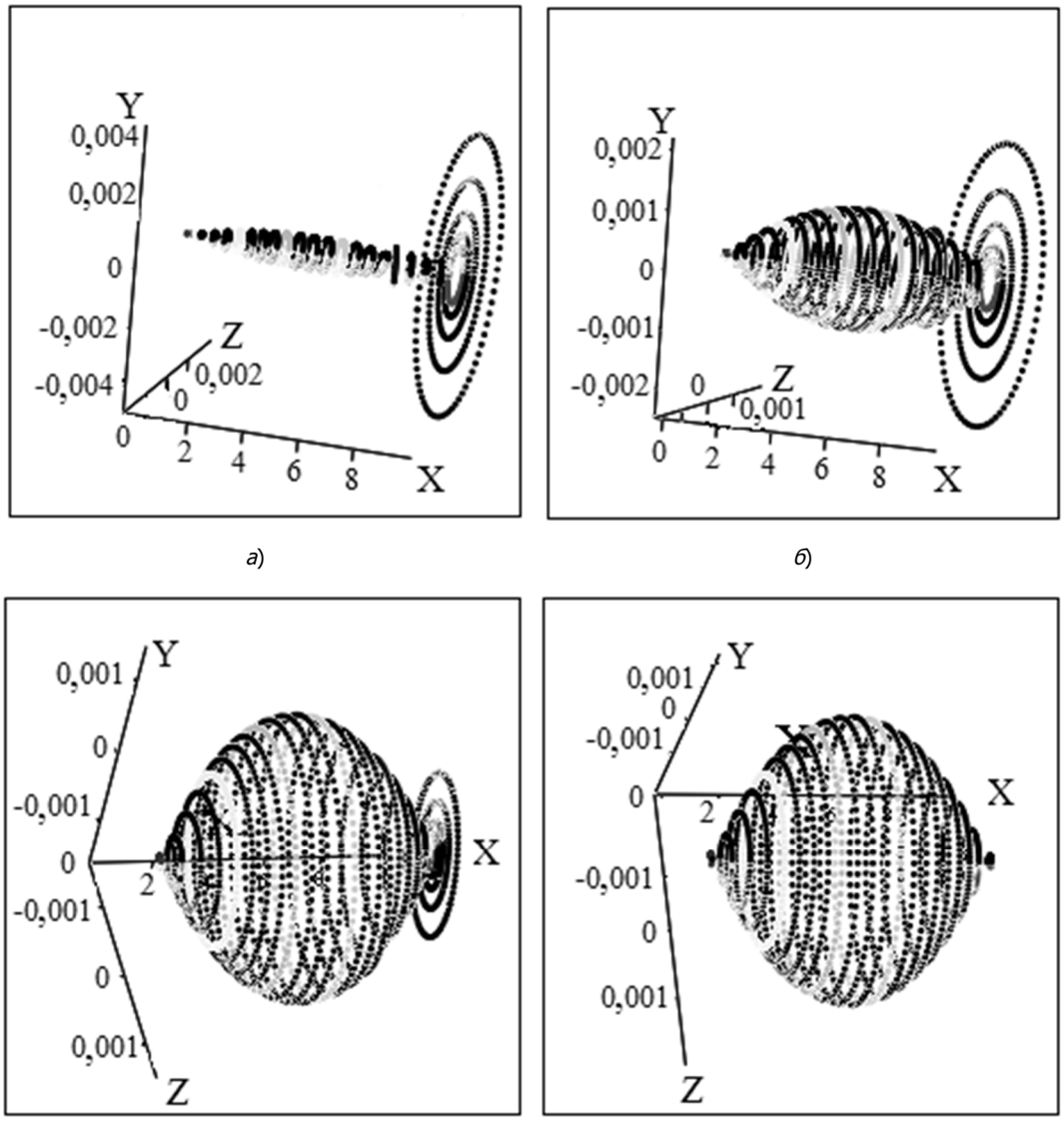



*а*) *б*) *в*) *г*) *д*) *е*)

Рис. 2. Проекция динамических смещений за весь период протачивания на плоскость: *а* — *ZOX* , *б* — *YOX* ; смещения в различные моменты времени в сечениях: *в* — № 14, *г* — № 18 — 4-й люнет, *д* — № 22 — 5-й люнет, *е* — № 26 — свободный конец стержня

Количество опор и их положение влияют на параметры технологической системы, изменяя её собственную частоту колебаний. Поэтому должен быть такой вариант, когда амплитуда колебаний стержня, вызванных прогибом заготовки под собственной массой (а следовательно, и в зоне резания), будет минимальна. Это обеспечит наибольшую точность обработки. Итак, одна из первостепенных задач — нахождение такого количества опор и такого расстояния между ними, при которых выполняется вышеуказанное условие.

В некоторых поперечных сечениях наблюдается смещение осей эллипса на $\pi / 2$ (в дальнейшем данное явление в статье будем называть переходной стадией), особенно ярко выраженное в 4-й опоре (рис. 2, *г*). Смещение отрицательно сказывается на качестве резьбы, так как оно сопровождается периодическим увеличением полуоси эллипса в плоскости *YOX*. В определённые моменты, когда значение полуоси эллипса в плоскости *YOX* достигает предельных величин, заготовка может на короткое время выскочить из паза люнета, тем самым вызвав ударную нагрузку в системе СПИД. Это явление неоднократно наблюдалось на рассматриваемом участке.




*а*) *б*)

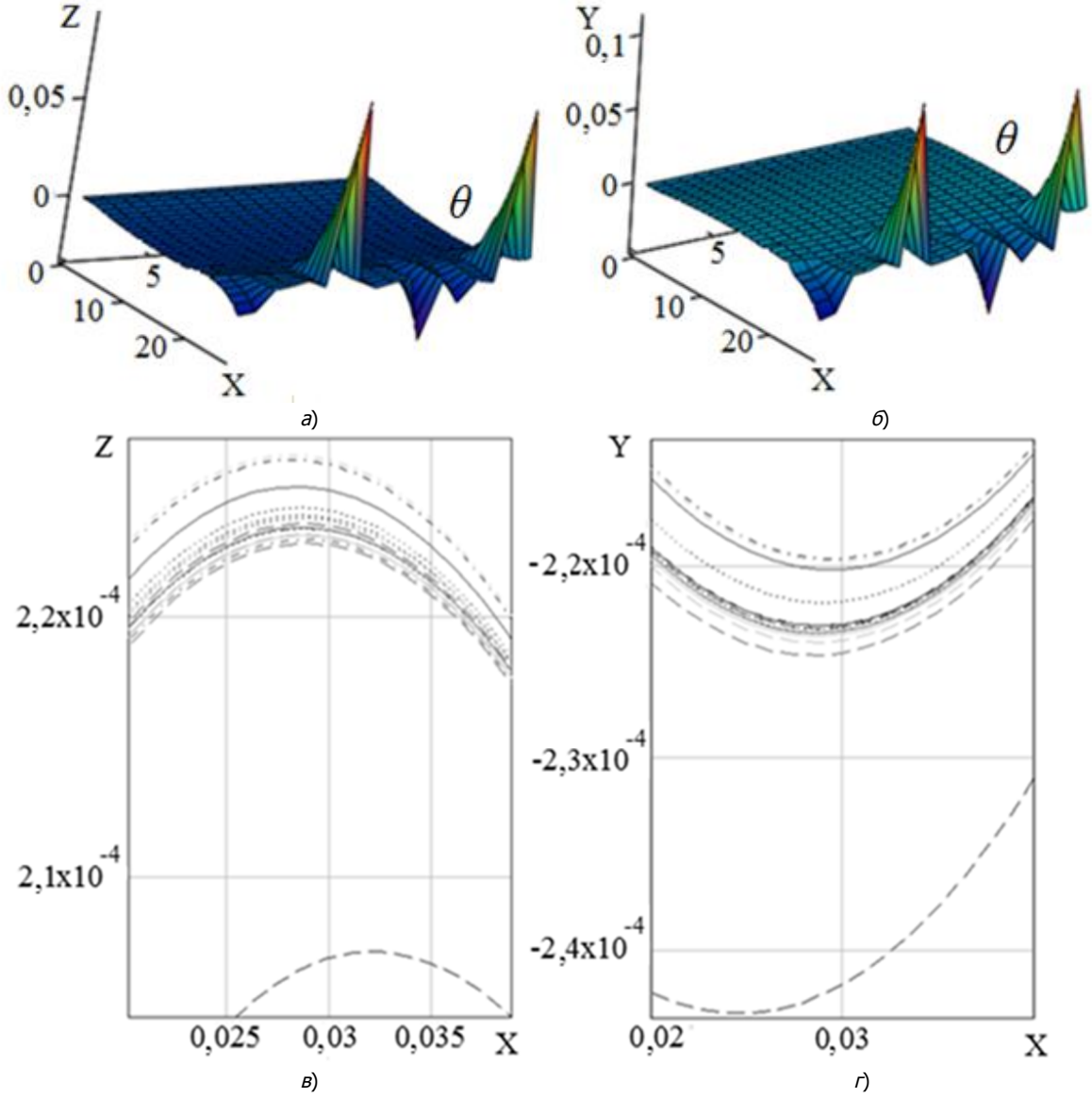
*в*) *г*)

Рис. 3. Траектории движения оси вращения в различных сечениях в фиксированные моменты времени: *а* — 0 с; *б* — *T*/2 с; *в* — 3*T*/4 с; *г* — *T* с; *T* = 35 с — время одного цикла протачивания; ось *X* — координата поперечного сечения стержня; *Z* и *Y* — величины поперечного прогиба стержня соответственно вдоль этих осей; все размеры указаны в метрах

Из рис. 2 видно, что сечение 18 выступает в роли своеобразного демпфера: колебания, передаваемые от зоны возбуждения к сечению № 18, распространяются по свободной части заготовки до 4-го люнета, который является первым препятствием на их пути. Пройдя 4-й люнет, колебания через небольшой промежуток времени достигают 5-го люнета (сечение № 22), который также препятствует возникновению переходных стадий. После прохождения 5-го люнета колебания преодолевают оставшееся расстояние так же, как и до 4-го люнета. Поэтому в сечении № 26 (крайнее сечение) мы снова наблюдаем наличие переходных стадий. Таким образом, можно предположить, что при большем количестве опор наличие переходных стадий и, как следствие, возникновение в системе СПИД ударных нагрузок менее вероятно.

Для рассматриваемой модели имеются два сечения (рис. 3), в которых в различные моменты времени достигаются наибольшие отклонения от оси вращения. Первое сечение — координата максимального прогиба заготовки, второе — крайнее сечение свободного конца заготовки.

**Анализ влияния расположения опор станка на колебания заготовки.** Ранее было отмечено, что на амплитуду колебаний поперечных смещений стержня существенное влияние оказывает устройство крепления: количество и расположение между собой люнетов [6].




*а*) *б*) *в*) *г*)

Рис. 4. Изменения амплитуды колебаний стержня: *а*, *в* — вдоль оси *OZ* и *б*, *г* — вдоль оси *OY*

На рис. 4, *а*, *б* показаны поперечные смещения стержня вдоль осей *Z* и *Y* соответственно в зависимости от координаты сечения трубы *X* и номера схемы расположения опор станка — θ. Все размеры указаны в метрах.

На рис. 4, *в*, *г* показаны поперечные смещения стержня в зоне резания вдоль осей *Z* и *Y* соответственно. Разными типами линий обозначены различные варианты схем расположения опор. По вертикальной оси отложены поперечные смещения стержня в $10^{-1}$ м, по горизонтальной — координата поперечного сечения стержня в метрах.

Большему числу опор соответствует меньшая вероятность возникновения ударных нагрузок. Это ведёт к повышению точности обработки. С другой стороны, на имеющемся оборудовании сложно установить более пяти опор. Поэтому при выборе варьируемого параметра мы остановились только на взаимном расположении опор с неизменным их количеством, равным пяти [7].

Мы проанализировали 16 вариантов взаимного расположения опор. Результаты проведённых расчётов показаны на рис. 4, *а*, *б*. Здесь символ θ указывает на номер схемы расположения опор. Логично было бы предположить, что при меньшей амплитуде колебаний в крайнем сечении (№ 26) минимальная амплитуда будет наблюдаться и в зоне резания. Однако это не так (табл. 1).

*Таблица 1*

**Отклонения заготовки вдоль осей *OZ* и *OY* в зависимости от схемы расположения опор**

| № схемы | Отклонение вдоль оси *OZ*, $10^{-2}$ мм | Отклонение вдоль оси *OY*, $10^{-2}$ мм | Отклонение радиус-вектора ρ, $10^{-2}$ мм |
|---|---|---|---|
| 11, 15 | 2,265 | 2,161 | 3,130 |
| 0 | 2,253 | 2,202 | 3,150 |
| 1 | 2,44 | 2,215 | 3,153 |
| 13, 8 | 2,243 | 2,227 | 3,160 |
| 14 | 2,240 | 2,227 | 3,159 |
| 2, 3, 5, 9, 12 | 2,235 | 2,227 | 3,155 |
| 4 | 2,232 | 2,229 | 3,154 |
| 10, 7 | 2,231 | 2,238 | 3,160 |
| 6 | 2,069 | 2,425 | 3,187 |

Проведённый анализ показал, что при схеме расположения опор № 6 амплитуда колебаний имеет минимальные значения в зоне резания, в то время как в крайнем сечении № 26 амплитуда колебаний максимальна. Однако уже на рис. 4, *г* для оси *OY* видно, что при этой же схеме крепления амплитуда колебаний достигает максимальных значений.

С точки зрения минимальной амплитуды колебаний в зоне резания наилучшие схемы расположения опор — № 11 и № 15 с приблизительно равной величиной радиус-вектора $\rho = 3{,}13 \cdot 10^{-2}$ мм. Их отличия от стандартной 0-й схемы показаны на рис. 5.

Использование обеих схем расположения опор даёт практически одинаковый результат. Поэтому целесообразнее использовать ту из них, которую проще реализовать на практике. В нашем случае это схема № 15, так как при её реализации на производстве необходимо сменить положение лишь двух опор, в то время как использование схемы № 11 предполагает перемещение четырёх опор [8, 9, 10].

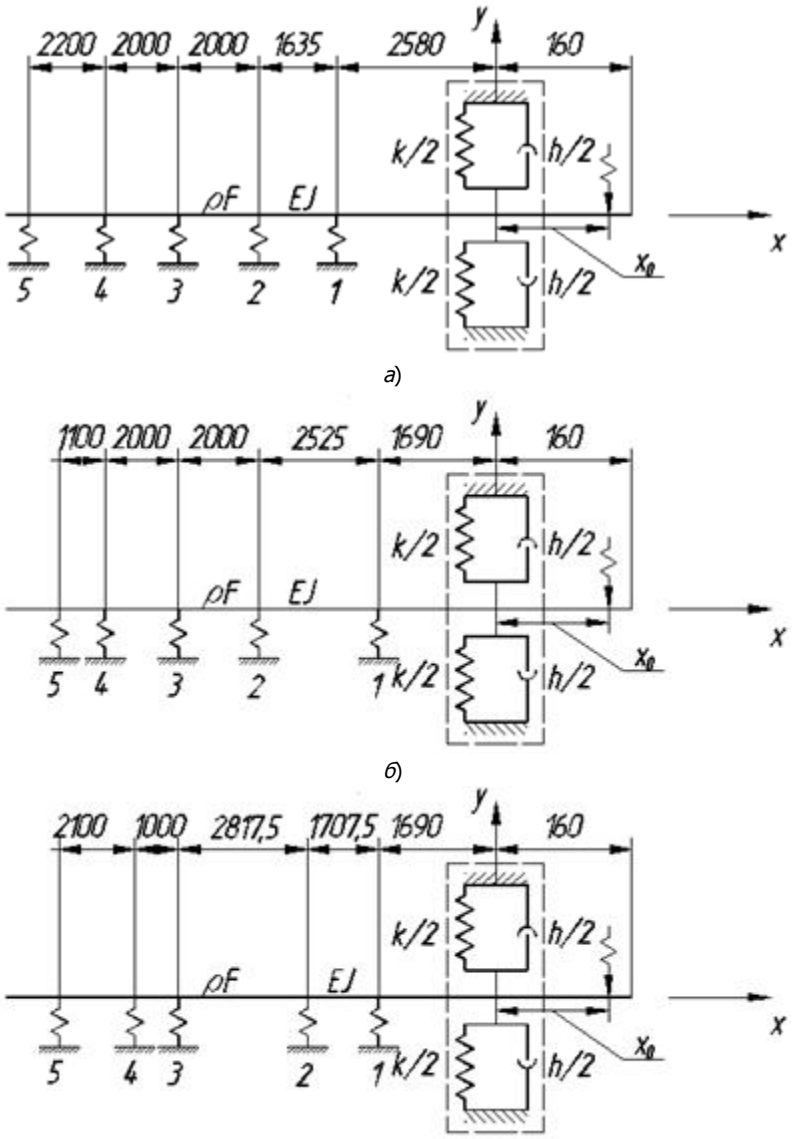



Рис. 5. Схемы расположения опор: *а* — исходная; *б* — предлагаемая схема № 15; *в* — предлагаемая схема № 11

**Заключение.** В результате проведённой работы из рассмотренных схем крепления заготовки была выбрана наилучшая (по параметру наименьшего отклонения радиус-вектора заготовки). Получены схемы крепления с меньшими величинами отклонений радиус-вектора, чем смещения для исходной схемы. В рассмотренных схемах минимальное отклонение радиус-вектора составило $3{,}13 \cdot 10^{-2}$ мм при исходном $3{,}15 \cdot 10^{-2}$ мм. Это свидетельствует об уменьшении погрешности позиционирования.

В дальнейшем планируется провести оптимизацию расположения опор станка фирмы *SMS Meer* по критерию наименьшего отклонения радиус-вектора и рассмотреть большее число вариантов для минимизации амплитуды колебаний поперечных смещений стержня в зоне резания на Таганрогском металлургическом заводе ОАО «ТАГМЕТ».

**Библиографический список**

1. Авилов, А. В. Измерительный комплекс для оценки состояния системы СПИД / А. В. Авилов // Современные тенденции развития металлургической, машиностроительной и станкоинструментальной промышленности : сб. тр. Промышленного конгресса юга России и Междуна-

родной специализированной выставки «Метмаш. Станкоинструмент» 6–8 сентября 2006 г. — Ростов-на-Дону, 2006. — С. 38–41.

2. Авилов, А. В. Расчёт собственных частот колебаний резца / А. В. Авилов, В. Г. Мирошниченко, Д. О. Козырев // Современные проблемы машиноведения и высоких технологий. — Ростов-на-Дону : Изд-во Дон. гос. техн. ун-та, 2005. — Т. 1. — С. 35.

3. Ивович, В. А. Переходные матрицы в динамике упругих систем / В. А. Ивович. — Москва : Машиностроение, 1969. — 199 с.

4. Авилов, А. В. Инновационные технологии в машиностроении / А. В. Авилов // Качество машин : сб. тр. Междунар. науч.-техн. конф., 3–5 сентября 2008 г. — Ростов-на-Дону, 2008. — 10 с.

5. Бидерман, В. Л. Прикладная теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. — Москва : Высшая школа, 1972. — 416 с.

6. Ривин, Е. И. Динамика привода станков / Е. И. Ривин. — Москва : Машиностроение, 1966. — 203 с.

7. Левин, А. И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков / А. И. Левин. — Москва : Машиностроение, 1978. — 184 с.

8. Заковоротный, В. Л. Динамика процесса резания. Состояние и перспективы / В. Л. Заковоротный // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2005. — Т. 5, № 3 (25). — С. 17–42.

9. Заковоротный, В. Л. Параметрические явления при управлении процессом обработки на станках / В. Л. Заковоротный, Фам Динь Тунг, Фам Тху Хыонг // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2012. — № 7 (68). — С. 52–61.

10. Заковоротный, В. Л. Потеря устойчивости равновесия динамической системы процесса резания за счёт позиционных связей процесса обработки / В. Л. Заковоротный, Фам Динь Тунг, Нгуен Суан Тьем // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2011. — Т. 11, № 8 (59), вып. 2. — С. 1335–1343.

Материал поступил в редакцию 26.04.2013.

**References**

1. Avilov, A. V. Izmeritelnyy kompleks dlya otsenki sostoyaniya sistemy SPID. [Measurement complex for MWTP system status evaluation.] Sovremennyye tendentsii razvitiya metallurgicheskoy, mashinostroitelnoy i stankoinstrumentalnoy promyshlennosti : sb. tr. promyshlennogo kongressa yuga Rossii i mezhdunarodnoy spetsializirovannoy vystavki "Metmash. Stankoinstrument" 6–8 sentyabrya 2006 goda. [Current development trends of the metal, machine-building, and tool-making industries : Proc. Industrial Congress of South Russia, and Int. Trade Show "Metmash. Stankoinstrument", 6–8 Sept., 2006.] Rostov-on-Don, 2006, pp. 38–41 (in Russian).

2. Avilov, A. V., Miroshnochenko, V. G., Kozyrev, D. O. Raschet sobstvennykh chastot kolebaniy reztsa. [Cutter self-resonant frequency calculation.] Sovremennyye problemy mashinovedeniya i vysokikh tekhnologiy. [Current problems of machine science and high technologies.] Rostov-on-Don : DSTU Publ. Centre, 2005, vol. 1, 35 p. (in Russian).

3. Ivovich, V. A. Perekhodnyye matritsy v dinamike uprugikh sistem. [Transition matrices in elastic system dynamics.] Moscow : Mashinostroyeniye, 1969, 199 p. (in Russian).

4. Avilov, A. V. Innovatsionnye tekhnologii v mashinostroyenii. [Innovation technologies in machine-building.] Kachestvo mashin : sb. tr. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf., 3–5 sentyabrya 2008 g. [Machine quality. Proc. Int. Sci.-Tech. Conf.] Rostov-on-Don, 2008, 10 p. (in Russian).

5. Biderman, V. L. Prikladnaya teoriya mekhanicheskikh kolebaniy. [Applied theory of mechanical oscillations.] Moscow : Vysshaya shkola, 1972, 416 p. (in Russian).

6. Rivin, V. I. Dinamika privoda stankov. [Machine-drive dynamics.] Moscow : Mashinostroyeniye, 1966, 203 p. (in Russian).

7. Levin, A. I. Matematicheskoye modelirovaniye v issledovaniyakh i proyektirovanii stankov. [Mathematical modeling in machine studies and designing.] Moscow : Mashinostroyeniye, 1978, 184 p. (in Russian).

8. Zakovorotniy, V. L. Dinamika protsessa rezaniya. Sostoyaniye i perspektivy. [Cutting process dynamics. Current state and trends.] Vestnik of DSTU, 2005, vol. 5, no. 3 (25), pp. 17–42 (in Russian).

9. Zakovorotniy, V. L., Pham Dinh Tung, Pham Thu Huong. Parametricheskiye yavleniya pri upravlenii protsessom obrabotki na stankakh. [Parametrical phenomena under on-machine process control.] Vestnik of DSTU, 2012, no. 7 (68), pp. 52–61 (in Russian).

10. Zakovorotniy, V. L., Pham Dinh Tung, Nguyen Xuan Chiem. Poterya ustoychivosti ravnovesiya dinamicheskoy sistemy protsessa rezaniya za schet pozitsionnykh svyazey protsessa obrabotki. [Dynamic turning system instability through positional coupling of treatment process.] Vestnik of DSTU, 2011, vol. 11, no. 8 (59), iss. 2, pp. 1335–1343 (in Russian).

## STUDY ON TUBE SHELL TRANSVERSE DISPLACEMENTS UNDER ITS MACHINING BASED ON COMPUTER SIMULATION*

**B. I. Golub**

*The possibility to increase parameter accuracy (pitch of thread, pressure angle, external and internal thread diameter) for various kinds of thread on the seamless casing is studied. As a means of achieving the target goal, the vibration amplitude contraction arising in the system 'machine — widget — tool — part' is considered (MWTP). To solve the problem, a model which describes tube shell oscillations in the course of its processing and allows defining the impact on the work end of shell oscillations arising in its loose part is offered. The study is resulted in a mathematical model based on the initial parameters method. The calculations found the best (of the considered in the paper) support location diagram under which the arising oscillations are the lowest. The obtained results can be used at any enterprise dealing with thread cutting on the casing tubes.*

*The investigation results in the following:*

*— optimum quantity of supports for the considered equipment is five;*

*— expansion in the number of supports by no means always leads to the vibration amplitude contraction;*

*— changing in the relative position of supports is an effective means of the vibration amplitude contraction that acts to increase thread parameters accuracy.*

***Keywords:*** *processing accuracy under cutting, mathematical modeling, work position shift.*

* The research is done within the frame of the independent R&D.