



УДК 676.012.1-50

В.П. Сиваков, И.А. Партин

Уральский государственный лесотехнический университет

Сиваков Валерий Павлович родился в 1942 г., окончил в 1971 г. Уральский лесотехнический институт, профессор, доктор технических наук Уральского государственного лесотехнического университета. Имеет более 200 печатных работ в области технической диагностики и виброзащиты оборудования лесопромышленного комплекса.
E-mail: sivakov@usfeu.ru



Партин Илья Александрович родился в 1977 г., окончил в 1999 г. Уральский государственный лесотехнический университет, старший преподаватель УГЛТУ. Имеет 15 печатных работ в области технической диагностики и виброзащиты оборудования лесопромышленного комплекса.
E-mail: metod@usfeu.ru



КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СИЛЫ ПРОЦЕССА ВЫГРУЗКИ СУСПЕНЗИИ ИЗ ПИТАТЕЛЯ

Представлена модель для расчета вынужденных колебаний системы выгрузки суспензии из питателя от кинематических сил.

Ключевые слова: питатель, выгрузка, суспензия, кинематика, силы.

При выгрузке суспензии из канала ротора питателя высокого давления (ПВД) почти весь щелок фильтруется через сито и вновь перекачивается в питательную трубу.

Начало выгрузки канала ротора характеризуется следующими параметрами находящейся в нем суспензии щепы-щелок (СЩЩ): коэффициент заполнения канала технологической щепой 0,7 ... 0,8, плотность технологической щепы 1000... 1100 кг/м³; плотность щелока 1040... 1060 кг/м³; гидромодуль 4,5 ... 7,0 дм³/кг. Следовательно, канал ротора перед выгрузкой почти полностью заполнен пробкой из пропитанной щелоком технологической щепы. В начале цикла выгрузки есть участок $l_2/2$ (рис.1, *a*), где через малое поперечное сечение отверстия канала проникает в основной щелок. Дальнейший поворот ротора приводит к тому, что пробка из технологической щепы начинает перекрывать отверстие канала со стороны подачи щелока высокого давления. Сила избыточного давления щелока выталкивает пробку из канала ротора в трубопровод – участок l_1 . Благодаря сцеплению частиц щепы с щелоком и равной плотности этих сред трение между ними, а также разрушение

пробки незначительны. Пробка из технологической щепы сохраняет в трубопроводе свою структуру (гидромуль близок к гидро модулю в канале ротора). По окончании цикла выгрузки через малое поперечное сечение отверстия канала ротора протекает поток щелока высокого давления. Объем щелока, проходящего за цикл выгрузки через канал ротора, значительно (на порядок) больше объема пробки технологической щепы. Большой расход щелока, подаваемого в канал ротора при выгрузке, объясняется необходимостью увеличения гидро модуля (от 4,5...7,0 до 28,0...30,0 $\text{дм}^3/\text{кг}$) для обеспечения нормального транспортирования СЩЩ в трубопроводе. По этой причине в трубопроводе чередуются пробки из технологической щепы и зоны из щелока. Пробки из технологической щепы обладают сжимаемостью, упругостью и диссипативными свойствами, что не характерно для щелока. Щелок можно рассматривать как жидкость, близкую к идеальной, несжимаемой. Цикличность операций выгрузки щепы из каналов ротора в сочетании со сжимаемостью пробок щепы, расположенных между несжимаемыми зонами щелока, сопровождается колебаниями системы пробка щепы–зона щелока. Колебания этой системы вызываются не заданными силами, а возникают периодически из-за цикличности выгрузки каналов ротора ПВД. Элементы системы пробка щепы–зона щелока (рис. 1, б) приводятся потоком в движение по полусинусоидальному закону, такое возмущение элементов системы называется кинематическим [1]. Модель для расчета вынужденных колебаний системы пробка щепы–зона щелока от сил кинематического возбуждения приведена на (рис.1, в).

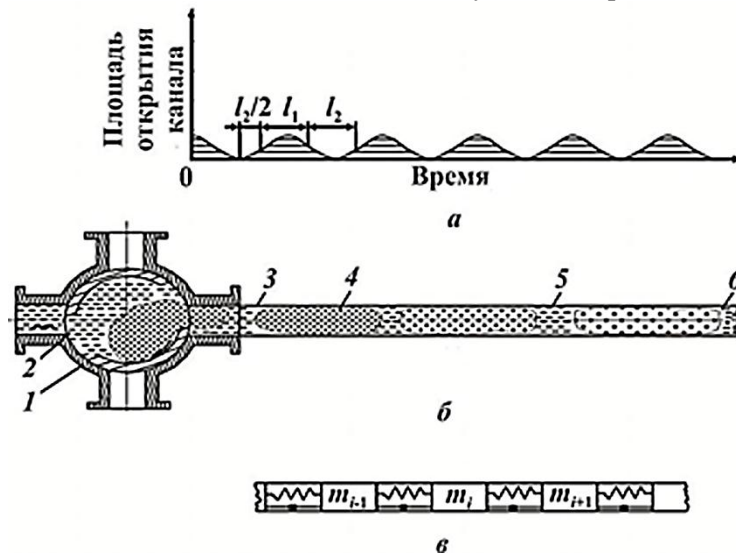


Рис. 1. Схема выгрузки суспензии: а – циклограмма выгрузки каналов; б – фрагмент циркуляции котла и разрушение пробок щепы в трубопроводе; в – расчетная модель системы из чередующихся пробок щепы и зон щелока в трубопроводе; 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – трубопровод; 4 – пробка щепы; 5 – зона щелока; б – суспензия равномерной концентрации

В модели принято, что зоны щелока несжимаемы. Поскольку объем и масса зон на порядок больше объема и массы пробки щепы, в модели пробки щепы рассматриваются как безмассовые, обладающие жесткостью и силами трения. Масса пробок щепы равномерно распределена между рядом расположенными зонами щелока.

Приведенная на (рис. 1, в) модель учитывает как внешнее, так и внутреннее трение. Дифференциальные уравнения свободных колебаний системы с вязким внутренним и внешним трением имеют следующий вид [1]:

$$m_i \ddot{X}_i + \alpha_i \dot{X}_i + \sum_{j=1}^n \alpha_{ij} (\dot{X}_i - \dot{X}_j) + \sum_{j=1}^n r_{ij} X_j = 0; i = 1, 2, \dots, n; r = 1, 2, \dots, k; r \neq i, \quad (1)$$

где m_i – масса i -го элемента системы;

$X_j, X_i, \dot{X}_i, \ddot{X}_i$ – перемещение, скорость и ускорение j - и i -го элементов;

α_i, α_{ij} – коэффициенты внешнего вязкого трения i -го элемента и внутреннего вязкого трения между элементами i, j соответственно.

Из решения (1) определяем комплексные частоты свободных колебаний системы. Запишем дифференциальные уравнения вынужденных гармонических колебаний системы по методу комплексных амплитуд:

$$m_i \ddot{X}_i + \alpha_i \dot{X}_i + \sum_{j=1}^n \alpha_{ij} (\dot{X}_i - \dot{X}_j) + \sum_{j=1}^n r_{ij} X_j = F_i(t), \quad (2)$$

где $F_i(t)$ – возмущающая сила по направлению x_c .

Решив уравнение (2), получим значения амплитуд и фаз колебаний всех масс системы. При изменении процесса выгрузки пробок щепы в трубу из органического (прозрачного) стекла визуально было установлено, что в потоке первые пробки щепы и чередующиеся с ними зоны щелока сохраняют свою форму и размеры. Рассредоточивание пробки щепы в щелоке происходит у четвертой (реже пятой) от ротора пробки (см. рис.1, а). Принимаем, что в канале трубопровода, при постоянной частоте вращения ротора исправно работающего ПВД, пробки щепы имеют практически равные массы, плотность и размеры, как и зоны щелока между пробками щепы ($m_1 = m_2 = m_3 = m_4$). Считаем, что $m_4 \neq m$ из-за диспергирования четвертой пробки щепы в щелоке. Модель расчетной системы представим в виде зон щелока одинаковых параметров, связанных между собой одинаковыми жесткостями безмассовых пробок щепы (рис. 2). Диссипативными свойствами пробок щепы пренебрегаем.

Задачу о кинематическом возбуждении перемещений расчетной модели системы сводим к задаче о силовом возмущении. Считаем, что перемещение m_j массы определяется зависимостью

$$X_j = f(t). \quad (3)$$

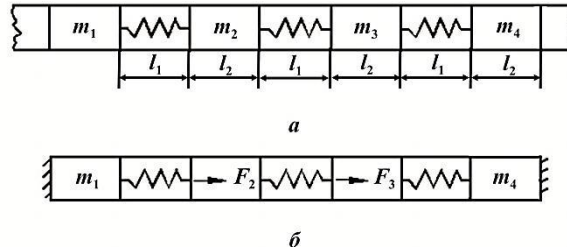


Рис. 2. Расчетная модель системы пробка щелы – зона щелока: *а* – схема модели, *б* – схема к расчету ее движения

Для перемещения точки j безмассовой системы к ней следует приложить силу $F_j^{(1)} = \frac{f(t)}{\delta_{jj}}$. Другие точки системы при этом получают перемещения

$$X_i^{(1)} = f(t) \frac{\delta_{ij}}{\delta_{jj}}; \quad i \neq j, \quad (4)$$

где $f(t)$ – заданное перемещение точки j системы;

δ_{ij}, δ_{jj} – передаточные функции, аналогичные коэффициентам влияния метода сил в строительной механике.

Для реальной системы с массами, при движении которых возникают силы инерции, перемещения точек системы запишем в виде

$$X_i = X_i^{(1)} + X_i^{(2)}, \quad (5)$$

где $X_i^{(2)}$ – искомые дополнительные перемещения.

Уравнение (5) удовлетворяет условию (3), если $X_i^{(2)} = 0$.

В соответствии с принципами Даламбера динамическое равновесие системы определяется равенством внешних и внутренних сил действующих на систему. Внешние силы состоят из сил $F_j^{(1)} + F_j^{(2)}$, приложенных в точке j системы, движение которой задано ($F_j^{(2)}$ – изменение внешней силы в связи с инерцией масс системы), внутренними силами являются силы инерции масс

$$-m_i \ddot{X}_i = -m_i \ddot{X}_i^{(1)} - m_i \ddot{X}_i^{(2)}.$$

Эти силы вызывают перемещение $X_i^{(1)} + X_i^{(2)}$. Поскольку перемещение $X_i^{(1)}$ происходит под действием силы $F_j^{(1)}$, то система перемещений $X_i^{(2)}$ вызывается силами $(-m_i \ddot{X}_i^{(1)}), (-m_i \ddot{X}_i^{(2)})$ и $F_j^{(2)}$.

Движение системы, характеризуемое перемещениями $X_i^{(2)}$, можно рассматривать как вынужденные колебания системы с закрепленной точкой j ,

вызываемое вынуждающими силами $(-m_i \ddot{X}_i^{(1)})$. При колебаниях в закрепленной точке j возникает реакция $F_j^{(2)}$.

Схема к расчету движения модели состоит из трех одинаковых масс и трех пружин одинаковой жесткости (c) каждая (рис. 2, б). В начальный момент времени расчетная модель системы неподвижна и недеформирована. При выгрузке суспензии из канала ротора массе m_1 сообщается перемещение:

$$X_1 = a(1 - \cos\omega t); 0 < t \leq 2\pi/\omega; X_1 = 0; t > 2\pi/\omega, \quad (6)$$

где X_1 – перемещение массы m_1 ;

a – амплитуда перемещения массы m_1 ;

ω – угловая частота выгрузки каналов ротора за один оборот.

Принимаем, что масса m_1 закреплена. При движении системы в закрепленной массе m_1 возникает реакция $F_1^{(2)}$. Дополнительные перемещения m_4 от упругих сил между массами m_3 и m_4 принимаем пренебрежительно малыми вследствие процесса разрушения пробки и диспергирования щепы в щелоке, тогда $X_4^{(2)} \approx 0$. Массу m_4 рассматриваем как закрепленную (рис. 2, б). Определяем собственные формы и частоты колебаний из уравнения движения элементов расчетной модели (рис. 2, б).

При движении системы как безмассовой имеем

$$X_2^{(1)} = 2/3 X_1; \quad X_3^{(1)} = 1/3 X_1^{(1)}. \quad (7)$$

При движении модели с закрепленной массой m_1 под действием сил

(рис. 2, б) $F_2 = (-m_i \ddot{X}_2^{(1)})$; $F_3 = (-m_i \ddot{X}_3^{(1)})$ имеем:

если $0 < t \leq \frac{2\pi}{\omega}$, то

$$F_2 = -2/3 m\omega^2 a \cos\omega t; \quad F_3 = -1/3 m\omega^2 a \cos\omega t \quad (8)$$

если $t > \frac{2\pi}{\omega}$, то

$$F_2 = F_3 = 0. \quad (9)$$

Собственные частоты колебаний первого и второго тона определяются по формулам

$$f_1 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad f_2 = \sqrt{\frac{3c}{m}}. \quad (10)$$

Собственные частоты колебаний зон щелока f_1 и f_2 обнаружены при измерениях вибрации эксплуатирующихся тракторов загрузочной циркуляции [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высш. шк. 1972. 416 с.

2. Сиваков В.П. Вибрация питателя высокого давления установки непрерывной варки целлюлозы от коммутационного процесса и пути ее снижения // Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса: тез. докл. межд. научн.-техн. конф. Екатеринбург: УГЛТА, 1999. С. 117–118.

Поступила 17.01.12

V.P. Sivakov, I.A. Partin

The Ural State Forest Engineering University

Kinematic Forces in the Process of Suspension Discharge from Feeder

The paper presents a model for calculating forced oscillations of the system of suspension discharge from feeder caused by kinematic forces.

Key words: feeder, discharge, suspension, kinematics, forces
