

Піднімально-транспортні
машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування
Економіка та управління
машинобудівними
підприємствами

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of
machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology
Economics and management of
engineering operations

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

Піднімально-транспортні машини.....

Фидровская Н.Н.

Контактные напряжения в зоне взаимодействия каната с барабаном.....

Смоляков С.Л.

Упругие свойства канатов.....

Подоляк О.С., Мельниченко О.А.

Дослідження впливу робочих характеристик гасителя коливань на динамічні навантаження елементів стрілової системи самохідних кранів.....

Нестеренко В.В.

К испытаниям канатного барабана с подкрепляющими кольцами и ребрами жест кости.....

Верстати та інструменти.....

Маршуба В.П., Чернякова О.В.

Фізична модель процесу тертя при взаємодії інструментального і оброблюємого матеріалів.....

Артеменко А.В., Шелковой А.Н.

Постановка задачі розробки й дослідження імітаційної моделі РРТК-ЗД31.....

Малініна Ю.В.

Синтез шарнірного чотириланковика за крайніми положеннями шатуна...

Бабай С.О., Тарасюк А.П.

Підвищення ефективності механічної обробки виробу з вугле-органопластика.....

Ліщук Т.П., Мельниченко О.А.

Підвищення точності складання агрегатних верстатів за рахунок оптимізації геометричних параметрів.....

Технологія машинобудування.....

Ищенко Г.И., Мовшович А.Я., Резниченко Н.К.

Применение упрочняющих покрытий для повышения износостойкости

направляющих элементов технологической оснастки.....
Святуха А.А. Влияние свойств покрытий на прочность соединений с натягом, собранных тепловым методом.....
Лагода А.Н., Павлова А.А. Проблема создания нормативного обеспечения ремонтных технологий..
Святуха А.А., Бережной А.А., Безуглый К.С. Влияние материала сопрягаемых деталей на прочность соединений с натягом, собранных тепловым методом с различными покрытиями.....
Криворучко А.В., Островский О.С. Верификатор NC – программ.....
Шелкунова Н.Л. Научная школа интегрированных процессов и интенсификации индукционно – тепловой сборки и разборки деталей и узлов изделий....
Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Безуглый С.Г. Образование и распространение усталостных трещин.....
Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Середа Н.В. Расчет подпорных стенок с учетом пассивного давления грунта.....
Авторська довідка.....
До уваги авторів.....

©Фидровская Н.Н.

КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЗОНЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КАНАТА С БАРАБАНОМ

В зоне контакта тел, ограниченных криволинейными поверхностями, на относительно небольших площадках контакта возникают высокие местные напряжения, часто ведущие к остаточным деформациям и наклепу, что при наличии относительного скольжения вызывает выкрашивание поверхностей или «питтинг».

Вычисление напряжений, деформаций, перемещений в зоне контакта связано с определенными трудностями. Задача значительно упрощается в случае контакта эллиптических параболоидов. Решение этой задачи было получено Г. Герцем [1, 2].

На протяжении многих десятилетий оно используется в расчетах подшипников качений [3], зубчатых колес [4], ходовых колес [5] и др.

Исключительно широкое применение этого решения объясняется тем, что большинство цилиндрических и конических поверхностей на малом участке контакта могут быть аппроксимированы таким образом, что для соприкасающихся поверхностей можно принять:

$$\begin{aligned} Z_1 &= A_1 x^2 + B_1 x \cdot y + C_1 y^2 \\ Z_2 &= A_2 x^2 + B_2 x \cdot y + C_2 y^2 \end{aligned} \tag{1}$$

Таким образом, приходим к случаю Герца.

В случае контакта каната и барабана с нарезкой (рис. 1) мы имеем случай соприкосновения двух цилиндров.

Расстояние точек поверхностей, соответствующих одним и тем же значениям координат x и y будет [6]

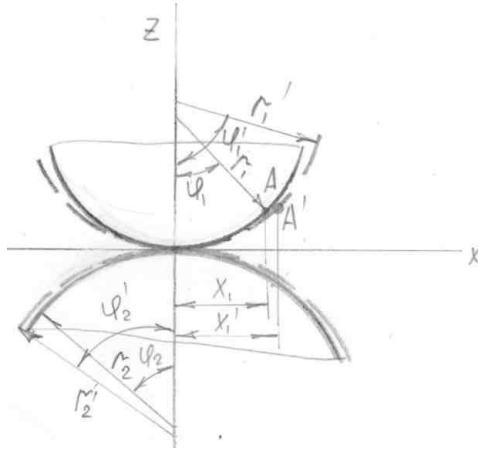


Рис. 1 – Контакт упругих тел

$$Z_1 + Z_2 = \frac{1}{2}(A_1 + A_2)x^2 + \frac{1}{2}(B_1 + B_2)x \cdot y + \frac{1}{2}(C_1 + C_2)y^2 \quad (2)$$

Можно выбрать такую систему координат, для которой уравнение (2) примет вид

$$Z_1 + Z_2 = Ax^2 + By^2 \quad (3)$$

Координаты А и В можно определить из системы уравнений [6]

$$\begin{cases} 2(A + B) = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22} \\ 2(A - B) = (k_{11} - k_{12})\cos 2\gamma_1 + (k_{21} - k_{12})\cos 2\gamma_2 \end{cases} \quad (4)$$

где k_{11}, k_{12} – кривизны главных нормальных сечений первой поверхности;
 k_{21}, k_{22} – кривизны главных нормальных сечений второй поверхности;
 γ_1 – угол между плоскостями XZ и плоскостью кривизны $k_{21}Z$.

Если через γ обозначить угол, образованный плоскостями Zk_{11} и Zk_{22} , то

$$\gamma_2 = \gamma + \gamma_1 \quad (5)$$

Тогда неизвестный угол γ_1 можно определить по формуле

$$\operatorname{tg} 2\gamma_1 = \frac{(k_{21} - k_{22})\sin 2\gamma}{k_{11} - k_{21} + (k_{21} - k_{22})\cos 2\gamma} \quad (6)$$

В случае если контакт происходит между канатом и канавкой барабана (рис.1) будем иметь

$k_{11}=1/r$; $k_{12}=1/R$; $k_{21}=1/r_2$; $k_{22}=1/R$; $\gamma=0$; $\gamma_1=\gamma_2$ – угол девиации каната, тогда

$$\begin{cases} 2(A+B) = \frac{1}{r_2} + \frac{1}{R} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{R} \\ 2(A-B) = \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{R}\right) \cos\gamma_1 + \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{R}\right) \cos\gamma_2 \end{cases}$$

или

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{2R}(1 - \cos 2\gamma_1) + \frac{1}{4r_2}(1 + \cos 2\gamma_1) + \frac{1}{4r_1}(1 + \cos 2\gamma_1) \\ B &= \frac{1}{2R}(1 + \cos 2\gamma_1) + \frac{1}{4r_1}(1 - \cos 2\gamma_1) + \frac{1}{4r_2}(1 - \cos 2\gamma_1) \end{aligned}$$

Учитывая малость угла девиации ($\gamma \leq 3^0$) и соотношение $\frac{R}{r_1} = 18 \div 20$,

получаем

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{1}{2r_1}x^2 + \frac{1}{R}y^2 \\ Z_2 &= \frac{1}{2r_2}x^2 + \frac{1}{R}y^2 \end{aligned} \tag{7}$$

Нетрудно заметить, что при контакте двух тел криволинейной формы происходит изменение их кривизны не только в зоне контакта, но и в прилежащих областях. Радиусы кривизны в зоне контакта увеличиваются вплоть до $R=\infty$, т.е. мы будем иметь прямолинейные участки контакта. Следовательно, во внутренних слоях контактирующих тел вблизи площадки контакта будет происходить перераспределение материала не только в нормальном направлении, но и в касательном. Таким образом, мы будем иметь касательные деформации и касательные напряжения, что и подтверждено экспериментально [5].

Рассмотрим контакт каната и канавки барабана. Учитывая разницу модулей упругости каната и барабана можно предположить, что точка A_1 переместится в т. A_2 , причем

$$\varphi_1 r_1 = r_2 \varphi_2 \tag{8}$$

Тогда проекция перемещений вдоль оси X будет равна

$$U_1 = x_1' - x_1 = r_2 \sin \varphi_2 - r_1 \sin \varphi_1 \quad (9)$$

где $\varphi_2 = (r_1/r_2) \varphi_1$.

По оси Z координата т. A_1 равна

$$Z_1 = r_1 - r_1 \cos \varphi_1 = r_1 (1 - \cos \varphi_1) \quad (10)$$

Переместившись в т. A_2 она примет координату

$$Z_1' = r_2 (1 - \cos \varphi_2) \quad (11)$$

Сближение тел в этом случае будет равно

$$\alpha = Z_1 - Z_1' = r_1 (1 - \cos \varphi_1) - r_2 (1 - \cos \varphi_2) \quad (12)$$

Т.к. внутри поверхности давления для каждой пары соответствующих точек [6]

$$Z_1 + Z_2 + \gamma_1 + \gamma_2 = \alpha, \quad (13)$$

то получим

$$\begin{aligned} \gamma_1 + \gamma_2 &= r_1 (1 - \cos \varphi_1) - \frac{1}{2r_1} x^2 - \frac{2}{R} y^2 - \frac{1}{2r_2} x^2 = \\ &= r_1 (1 - \cos \varphi_1) - r_2 (1 - \cos \frac{r_1}{r_2} \varphi_1) - \frac{x^2}{r} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) - \frac{2}{R} y^2 \end{aligned}$$

Полагая, что в зоне контакта поверхность каната займет точки поверхности канавки барабана, можно принять, что

$$\gamma_1 = \gamma_2 \quad (14)$$

Тогда

$$\gamma_1 = \frac{r_1}{r_2} (1 - \cos \varphi_1) - \frac{r_2}{2} \left(1 - \cos \frac{r_1}{r_2} \varphi_1 \right) - \frac{x^2}{4} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) - \frac{1}{R} y^2 \quad (15)$$

Составляем уравнение упругого равновесия

$$\begin{cases} \Delta^2 U + \frac{1}{1-2\mu} \cdot \frac{\partial \Delta}{\partial x} = 0 \\ \Delta^2 v + \frac{1}{1-2\mu} \cdot \frac{\partial \Delta}{\partial y} = 0 \\ \Delta^2 \omega + \frac{1}{1-2\mu} \cdot \frac{\partial \Delta}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (16)$$

где u, v, ω – проекции перемещений на координатные оси X, Y, Z ;

μ – постоянная Пуассона;

$\Delta^2 u, \Delta^2 v, \Delta^2 \omega$ – операторы Лапласа

$$\Delta^2 u = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}$$

Δ – объемное расширение

$$\Delta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z}$$

Решая уравнение (16), получим

$$v = (1 - 2\mu)y \cdot \left[\frac{1}{R} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{z}{r_1(1 - \cos\varphi)} + 1 \right) \right] \quad (17)$$

Определяем касательные напряжения на поверхности тел внутри контакта

$$x = G \left(\frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) = Gx \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) + \frac{1}{r_1(1 - \cos\varphi_1)} \right] \quad (18)$$

$$y = G \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) = Gy \left[\frac{1}{R} + \frac{1 - 2\mu}{2r_1(1 - \cos\varphi_1)} \right] \quad (19)$$

где G – модуль сдвига.

Нормальные напряжения внутри контура

$$z = 2G \left(\frac{\partial \omega}{\partial z} + \frac{\mu}{1 - 2\mu} \Delta \right) = 2G \left[\frac{1}{2} \left(\frac{x}{r_1 \cdot \sin \varphi_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right) \right] \quad (20)$$

Список использованных источников:

1. H. Hertz. Ueber die Berührungen fester elastischer Körper. Journal für reine und angewandte Math. 92, 1882. Gesammelte Werke, 1, 1895-
2. H. Hertz. Druckkräfte in Einem Kreiscylinder Ges, Werke, 1, 1895.
3. Бейзельман Р.Д. и др. Подшипники качения.- М.: Машиностроение, 1975.-574 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1989.-496 с.

5. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: ХВКИУ, 1967.-222с.

6. Динник А.Н. Избранные труды. Т.1. - Киев: Изд-во АН УССР,1952.-152 с.

Фидровская Н.Н. «Контактные напряжения в зоне взаимодействия каната с барабаном».

В статье рассмотрено взаимодействие двух упругих тел с криволинейной поверхностью с учетом поперечных деформаций, которые возникают при изменении кривизны поверхности.

Ключевые слова: контактные напряжения, канат, барабан, упругое тело, криволинейная поверхность, деформация.

Фідрівська Н.М. «Контактні напруження в зоні взаємодії каната з барабаном».

В статті розглянуто взаємодію двох пружних тіл з криволінійною поверхнею з урахуванням поперечних деформацій, які виникають при зміні кривизни поверхонь.

Ключові слова: контактні напруження, канат, барабан, пружне тіло, криволінійна поверхня, деформація.

Fidrovska N.M. “Contact tensions in the area of interaction of rope with a drum”.

In the article one considers the interaction of the spring objects with curve surfaces in the case of a deformation that appears while a curve of the surface changes.

Key words: Contact tensions, rope, drum, spring object, curve surface, deformation.

Стаття надійшла до редакції 12 травня 2010 р.

УПРУГИЕ СВОЙСТВА КАНАТОВ

1. Актуальность

С необходимостью учета упругих свойств канатов конструктор встречается во многих случаях. От модуля упругости каната при растяжении зависит величина динамических нагрузок, возникающих при торможении опускающегося груза, при подъеме груза с переменной скоростью, при неустановившемся режиме движения каната и в других случаях. Модуль упругости при растяжении фигурирует в расчетах провесов канатов, барабанов при многослойной навивке и др.

2. Анализ исследований

До настоящего времени проводятся исследования по определению модуля упругости каната E , но в литературе так и не появилась однозначная оценка E . Для канатов крестовой свивки К. Бах предложил формулу $E = 0,375E_n$, где E_n – модуль упругости проволоки. В дальнейшем и другие авторы предлагали зависимости типа $E = aE_n$.

Значения коэффициента a приведены в табл. 1.

Создавая теорию расчетов проволочных канатов, многие авторы делают попытку связать величину a с геометрией каната, с углами свивки проволок в пряди (α_0) и прядей в канат (β_0). Укажем, например, на зависимость введенную А.Н. Динником [2]

$$a = \cos^4 \alpha_0 \cdot \cos^4 \beta_0,$$

на эту же зависимость с поправкой П.П. Нестерова и Н.К. Гончаренко [3]

$$a = \cos^4 \alpha_0 \cdot \cos^4 \beta_0 \cdot (1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \beta_0),$$

где $\mu = 1\dots 3$ – для разных канатов.

Таблица 1 – Величина коэффициента a для канатов различной свивки [1]

Исследователи	Канаты		
	одинарной свивки	двойной свивки	тройной свивки
Р. Бауман	-	0,333	-
К. Бах	-	0,375	-
И. Грабак	0,6	0,360	0,216
А.М.Динник	0,88	-	-
А.И.Дукельский	0,65-0,85	0,35-0,65	-
И.Стефан	при закрытой конструкции 0,65 при полузакрытой конструкции 0,83	-	-
Другие исследователи	0,57-0,74	0,35-0,45	0,211

Модуль упругости канатов в работах разных исследователей изучен достаточно полно [4, 5]. Установлено значительное влияние конструкции каната (кабеля). Например, в исследовании Б.А. Сурженко [6] получено (табл.2).

Таблица 2 – Величины модуля упругости для кабелей различной конструкции

Тип кабеля	Величина модуля упругости, Н/мм ² , $E \cdot 10^3$
КБГ-8	100
КСБ-6П	130
ККФБ-1	132
КОБДА-6	140
КТБ-6	154

Можно принять, что средние значения E лежат в пределах $E = (1\dots 1,5) \cdot 10^5$ Н/мм². Применительно к канатам спиральным, двойной свивки и другим, зависимость $E = E(\sigma)$ – была определена в исследованиях Л.И. Грабака, А.И. Жирякова, Б.С. Ковальского, А.М. Пенькова, Г.Л. Павленко, К.Я. Когана, Н.П. Коваленко, П.П. Нестерова, А.Н. Динника и многих других, упомянутых в [7].

В опытах А.И. Жирякова с канатами ТК 6x19+1ОС, получена зависимость $E = 6300 + 2300\sigma$, Н/мм². Вообще же, в зависимости $E = E_0 + c\sigma$ величина c – условная, т.к. получена при линеризации опытной кривой при $\sigma = 100\dots300$ Н/мм², величина же коэффициента c определяется состоянием каната и различная для канатов «старого» и «нового». Если же для определенного диапазона значений σ в расчет будет введено среднее значение E , то погрешность в разных случаях не превысит 20-30 %, что в ряде случаев приемлемо, а, например, в случае расчета колебательных процессов и упругих удлинений при длине каната (кабеля) в несколько тысяч метров требует уточнения.

Другой важной характеристикой кабеля является модуль поперечной упругости, экспериментальное исследование которого выполнено на кафедре в работе [8] и дает возможность сделать следующие выводы:

1. Величина поперечной деформации каната зависит от удельного радиального давления, при возрастании удельного давления эти деформации увеличиваются. Модуль поперечной упругости каната (кабеля) зависит от удельного радиального давления, при возрастании которого модуль изменяется по кривой, близкой к параболе, примерно, до давления 30 Н/мм² модуль упругости увеличивается, заметно, затем темп роста снижается. Характер кривой объясняется тем, что в пределах от 0 до 30 Н/мм² деформация каната происходит, главным образом, за счет уплотнения свивки (уменьшения рыхлости) проволок. При давлениях от 30 до 100 Н/мм² происходит дальнейшее уплотнение свивки проволок, а также частичная деформация токопроводящих жил.

2. Канат в зависимости от натяжения изменяет свой диаметр в сторону уменьшения, т.е. утоняется, что влияет на величину поперечной деформации каната. С увеличением осевой нагрузки поперечная деформация уменьшается за счет его уплотнения.

Так как многослойная навивка кабеля на барабан является единственным возможным решением подъемной установки при большой глубине скважины, то расчет усилий в витках каната, радиальной нагрузки витков и стенки

барабана возможен только при учете упругих свойств каната, характеризуемого модулями продольной и поперечной упругости.

Динамика гибкого тягового органа рассматривалась многими авторами. Г.Н. Савин [9], Ф.В. Флоринский [10] рассматривают многочисленные вопросы, возникающие при рассмотрении колебаний подъемных канатов. Однако, авторами не учитывалось состояние каната и Г.И. Савин выдвинул аналитическую зависимость, позволяющую рассматривать канаты как упруго-вязкую систему.

Поэтому при изучении поведения кабеля на блоке (барабане), колебаний в скважине и других вопросов очень важно знать зависимость напряжений в кабеле σ от его деформаций ε . Различие значений $\sigma(\varepsilon)$ при нагружении и разгружении кабеля обуславливает необходимость учета гистерезисных характеристик внутреннего трения в кабеле.

Исследование рассеяния энергии механических колебаний является важной практической и научной задачей, поэтому рассмотрению вопросов, связанных с гистерезисом, посвящены работы многих авторов: Г.С. Писаренко [11], О.Е. Богинича [12], В.В. Матвеева [13], Ю.П. Бусарова [14] и др.

В работах ЮП. Бусарова показано, что гистерезисный характер зависимости сил трения T от перемещения x с учетом явления предварительного смещения, справедлив как в случае единичного контакта, так и в случае сложных устройств, когда последовательно реализуется множество единичных контактов, т.е. Ю.П. Бусаров вводит гистерезисную характеристику контактного взаимодействия (рис. 1). Ветви произвольного гистерезисного цикла представляются семействами кривых нагружения $\dot{x} > 0$ и разгружения $\dot{x} < 0$. Переход с одного уровня жесткого скольжения, $-T_0$ на другой $+T_0$ и обратно осуществляется в пределах зоны предварительного смещения $x_{n.c.}$. Наличие плавного перехода от упругого скольжения к жесткому отмечается многими авторами [15].

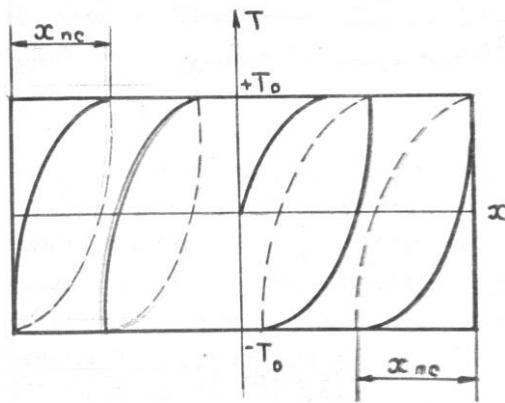


Рис. 1. – Модель сухого трения с постоянным уровнем жесткого скольжения

Для описания зависимости сил трения T от перемещения x , Ю.П. Буссаров предложил интегральные функции [14].

$$T = \begin{cases} T_0[1 - \exp\{-b(x - c_1)\}], & \dot{x} > 0, \\ -T_0[1 - \exp\{b(x - c_2)\}], & \dot{x} < 0, \end{cases}$$

являющиеся решением системы дифференциальных уравнений

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \begin{cases} b(T_0 - T), & \dot{x} > 0 \\ b(T - T_0), & \dot{x} < 0 \end{cases}$$

Здесь C_1 и C_2 – постоянные, учитывающие сдвиг кривой по горизонтали; b – показатель экспоненты.

Предложенная Ю.П. Буссаровым модель соответствует принципу Рэлея-Мазинга [16], необходимым условием для чего является постоянство предельных сил трения $\pm T$ в процессе нагружения. При этом пренебрегают явлением последействия, релаксации и эффектом Баушнегера [13, 17]. Плавный переход от упругого скольжения к жесткому соответствует условиям смешанного контакта [15], когда во взаимодействующих упругих элементах, связанных контактом трения, одновременно присутствуют и деформации растяжения и деформации сдвига; взаимодействие происходит при подвижном контакте трения.

Растяжение каната сопровождается последовательной реализацией множества единичных контактов. Отсутствие постоянства предельных сил трения, изменение нормальных: составляющих сил контактного

взаимодействия между проволоками: каната или каротажного кабеля при его растяжении объясняет невыполнение принципа Рэлея-Мазинга для канатов.

2. Постановка задачи

В соответствии с изложенным состоянием рассматриваемой проблемы, необходимо исследовать упругие характеристики каротажного кабеля при статическом растяжении.

3. Основной материал

Более подробное описание исследований дано в работе [18].

Полагая, что сила трения в кабеле прямо пропорциональна его деформации Δl , можно предложить, вместо модели Ю.П. Бусарова, модель с переменным уровнем предельных сил трения $+T_0$ (рис. 2)

$$T = \begin{cases} T_0[1 + k'\Delta l - a_H \exp(-b\Delta l)], & \Delta l > 0 \\ -T_0[1 + k'\Delta l - a_H \exp(b\Delta l)], & \Delta l < 0, \end{cases} \quad (1)$$

где a_H и a_p – постоянные, учитывающие сдвиг кривых по горизонтали;

T_0 – предельная сила трения в ненатянутом канате.

Для удобства в дальнейших расчетах перейдем к координатам напряжение-деформация. При этом выделим особо напряжение σ_y , соответствующее упругим деформациям кабеля. Функцию σ_y определим при обработке экспериментальных петель. Запишем зависимости расчетных напряжений кабеля при нагружении σ_n и разгружении σ

$$\begin{cases} \sigma_H = \sigma_y + \sigma_0[1 + k\varepsilon - \alpha_H \exp(-\beta\varepsilon)], \\ \sigma_p = \sigma_y + \sigma_0[1 + k\varepsilon - \alpha_p \exp(\beta\varepsilon)] \end{cases} \quad (2)$$

где $\varepsilon = \Delta l/l$;

l – длина испытуемого образца кабеля;

$k = k'l$; $\beta = bl$;

$\sigma_0 = T_0/F$;

F – площадь сечения проволок кабеля.

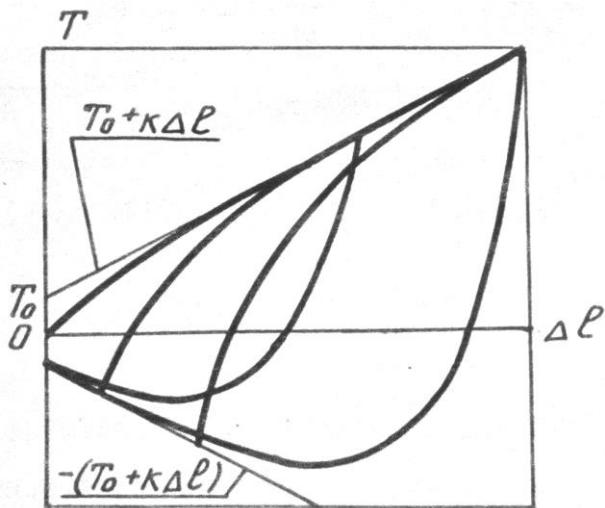


Рис.2 – Модель сухого трения с переменным уровнем жесткого скольжения

Заметим, что модель (2) позволяет определить упругую характеристику с любой нелинейностью, а также описать любую петлю гистерезиса, для чего значения произвольных постоянных α_H и α_p можно также определить из следующих условий (рис. 3):

1. Нагружение от нуля: $\varepsilon = 0$; $\sigma_y(\varepsilon) = 0$; $\sigma = 0$; $\alpha_H = 1$.
2. Разгружение после достижения деформации ε^* при нагружении от нуля: $\sigma_H(\varepsilon^*) = \sigma_p(\varepsilon^*)$, $\alpha_p^* = [2(1 + k\varepsilon^*) - \exp(-\beta\varepsilon^*)]\exp(-\beta\varepsilon^*)$;
3. Нагружение от точки ε^{**} ; $\sigma_H(\varepsilon^{**}) = \sigma_p(\varepsilon^{**})$,

$$\alpha_p^{**} = [2(1 + k\varepsilon^{**}) - \alpha_p^* \exp(\beta\varepsilon^{**})]\exp(\beta\varepsilon^{**})$$
;
4. Разгружение от точки ε^{***} ; $\sigma_H(\varepsilon^{***}) = \sigma_p(\varepsilon^{***})$,

$$\alpha_p^{***} = [2(1 + k\varepsilon^{***}) - \alpha_H^{**} \exp(-\beta\varepsilon^{**})]\exp(-\beta\varepsilon^{**})$$
;
5. История нагружения каната неизвестна. Напряженно-деформированное состояние определяется значениями ε_K , σ_K , $\sigma_H(\varepsilon_K) = \sigma_p(\varepsilon_K)$;

$$\alpha_H = \left(1 + k\varepsilon_K - \frac{\sigma_K - \sigma_y}{\sigma_0} \right) e^{\beta\varepsilon_K},$$

$$\alpha_P = \left(1 + k\varepsilon_K - \frac{\sigma_K - \sigma_y}{\sigma_0} \right) e^{-\beta\varepsilon_K}.$$

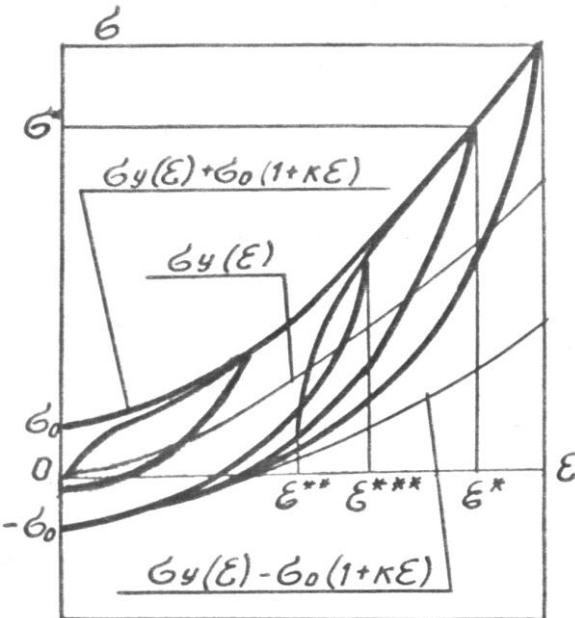


Рис. 3 – Модель сухого трения в канате

Затрагивая вопрос о модуле упругости каната, заметим, что нами получены значения модуля упругих деформаций E и кажущихся модулей упругости при нагружении и разгружении кабеля

$$E_H = E + \sigma_0 [k + \alpha_H \beta \exp(-\beta\varepsilon_i)],$$

$$E_P = E - \sigma_0 [k - \alpha_P \beta \exp(\beta\varepsilon_i)]. \quad (3)$$

На рис. 4 приведены графики изменения кажущихся модулей упругости и среднего модуля $E_{cp} = (E_H + E_P)/2$ для кабеля КГ3-149-220 в условиях чистого и свободного растяжения. Заметим, что значения E_{cp} и E расходятся в пределах зоны предварительного смещения и совпадают в зоне жесткого скольжения.

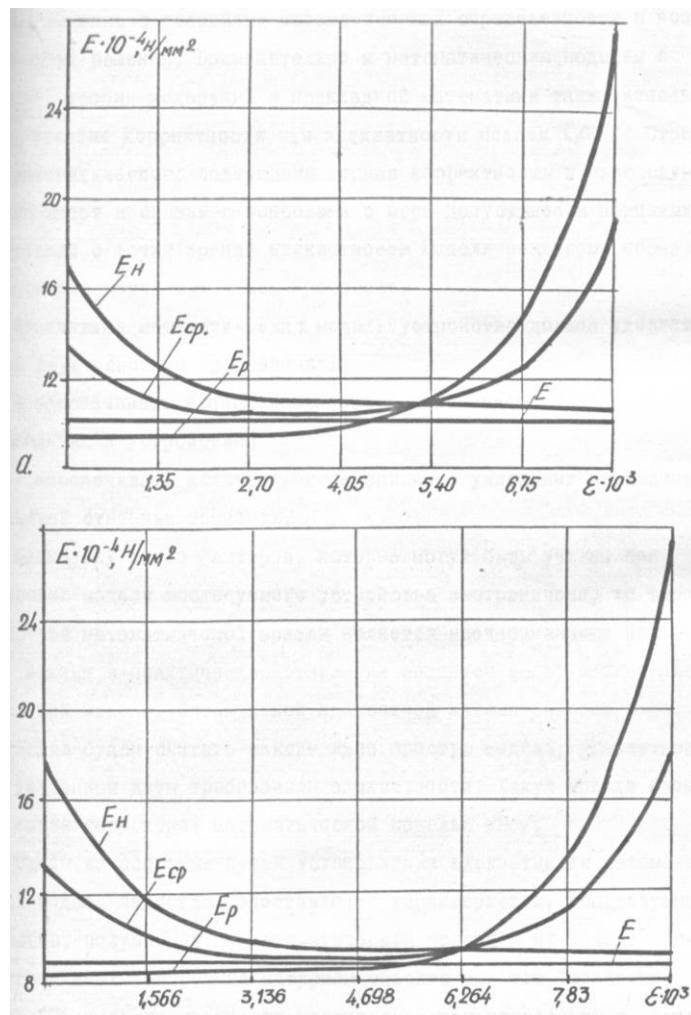


Рис. 4 – Графики изменения модулей для кабеля КГ3-149-220:
а – в условиях чистого растяжения; б – в условиях свободного растяжения

Выводы

При расчетах упругого скольжения каната относительно шкива, барабана для многослойной навивки, упругих удлинений кабеля в скважине следует принимать модуль упругости для кабеля КГ3-149-220 в случае чистого растяжения – 101 000 Н/мм², в случае свободно растяжения – 87000 Н/мм².

Сильно расходящиеся значения модулей упругости у разных авторов и даже характер зависимости модуля от напряженно-деформированного состояния каната можно объяснить различием методик экспериментов и обработки результатов, т.к. могли быть получены различные кривые нагружения и разгружения с различными кажущимися модулями.

Список использованных источников:

1. Букштейн М.А. Производство и использование стальных канатов. – М. : Металлургия. 1973. – 360 с
2. Лобов Н.А., Шкворченко З.А. Об определении модуля упругости подъемных канатов // Подъемно-транспортные машины: Сборник научн.трудов № 1.-М. : ВНИИПТМаш, 1975. – Вып.2. – С.11-19.
3. Теория и практика подъема / Под ред. П.П.Нестерова. – К. : Наукова думка, 1975. – 355 с
4. Бессонов В.Г. О модуле упругости стальных канатов / Научн. записки ин-та Машиноведения и автоматики АН УССР. – 1955. – Т.IV. – Вып.3.-С.141-143.
5. Коваленко Н.И. Модуль упругости и факторы стойкости проволочных канатов. – Днепропетровск: ДМИ, 1958. – 73 с
6. Сурженко Б.А. Исследование барабана с многослойной навивкой для грузоподъемных средств. – Автореф. канд. дис... – Харьков, 1975. – 22с.
7. Жиряков А.И., Ковальский Б.С Модуль упругости каната двойной свивки // Расчеты деталей машин, элементов, сооружений. – Харьков, ХВКИУ, 1969. – Вып. 2. – С. 33-44.
8. Исследование влияния температурных режимов эксплуатации на работу элементов барабана, тормозной системы и кабеля для каротажного подъемника ПК-15: Отчет о НИР (заключит.) / Укр.заоч.политехн. ин-т. № ГР 01820081675; Инв. № 02860099758. – Харьков, 1985. – 291 с.
9. Савин Г.Н. Динамическая теория расчета шахтных подъемных канатов. – К. : АН УССР, 1962. – 332с.
10. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъема. – К. : Углехиздат, 1955. – 96 с.
11. Писаренко Г.С. Уравнение контуров петель гистерезиса, характеризующих рассеяние энергии в материале при вибрации // Прикладная механика. – 1969. – Т. 5. – Вып. 2. – С. 96-107.

12. Писаренко Г.С., Богинич О.Е. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – Киев : Наук.думка, 1981. – 218 с.

13. Матвеев В.В. К описанию контура петли механического гистерезиса // Проблемы прочности, – 1973. – Вып. 8. – С. 3-10.

14. Бусаров Ю.П., Островский М.С Математическая модель гистерезиса внешнего трения // Машиноведение. 1976. – Вып. 5. – С. 82-88.

15. Андреев А.З. Передача трением. М. : Машиностроение, 1978. – 176 с.

16. Кадашевич Ю.И., Клеев В.С. О расширенном принципе Мазинга в теории вязкопластичности //Проблемы прочности. – 1982. – Вып.7. – с. 50-51

17. Осташев Н.А. Зависимость деформации материалов от времени действия нагрузки и скорости ее приложения. – К. : Академия архитектуры УССР. – 1954. – 34 с.

18. Беспалов В.Н., Ковальский Б.С., Смоляков С.Л. Гистерезис при статическом растяжении каротажных канатов / Механика технологического оборудования. – МО СССР,1988. – Вып.1. – С. 57-72.

Смоляков С.Л. «Упругие свойства канатов».

В статье исследуются упругие характеристики каротажного кабеля при статическом растяжении. Приведены значения модуля упругости, которые необходимо принимать при расчетах.

Ключевые слова: канат, модуль упругости, расчет, статическое растяжение.

Смоляков С.Л. «Пружні властивості канатів».

У статті досліджуються пружні характеристики каротажного кабелю при статичному розтягненні. Приведені значення модулю пружності, що необхідно приймати при розрахунках.

Ключові слова: канат, модуль пружності, розрахунок, статичне розтягнення.

Smolyakov S.L. "Elastic characteristics of ropes".

In the article elastic characteristics of hoist cable by static tension are researched. The given values of modules of elasticity, that must be take by calculation.

Key words: rope, modulus of elasticity, calculation, static tension

Стаття надійшла до редакції 6 травня 2010 р.

УДК 621.874-531.7

©Подоляк О.С., Мельниченко О.А.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ САМОХІДНИХ КРАНІВ

1. Актуальність роботи

Зменшення динамічних навантажень, виникаючих при переходних процесах під час підіймання вантажу, являється актуальною задачею. Одним із способів зменшення цих навантажень є включення в силовий ланцюг стрілової системи демпферів і гасителів коливань. В більшості випадків дослідники розглядають застосування гасителів коливань і демпферів в вантажопідйомних машинах з позиції поглинання енергії або корекції пружно-інерційних параметрів системи [1, 2]. При цьому не враховується вплив робочих характеристик гасителів коливань на тривалість переходних процесів. Слід також зазначити, що некоректне розміщення цих пристрій може не дати бажаного ефекту, а іноді призвести до збільшення амплітуди динамічних коливань.

2. Постановка задач

Таким чином, ця задача динаміки вантажопідйомних кранів потребує подальшого вирішення, а одним з найбільш актуальних напрямків досліджень є пошук закономірностей взаємодії гасителів коливань з елементами металоконструкції і механізму підйому.

3. Основний матеріал

Для оцінки впливу робочої характеристики (лінійної, прогресивної, регресивної) гасителя коливань включеного в систему підвіски вантажу на перехідний процес був змодельований рух стрілової системи на цих режимах. Диференціальні рівняння руху записані згідно [3].

Другий етап руху

$$\begin{aligned} m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K2} - P_{\Gamma n} - P_{dq} &= 0; \\ m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - (P_{K2} - P_{\Gamma n}) + k_{Dc} \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0. \\ P_{K2} = c_e (y_n - y_c) + k_{De} \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c) &= Q. \end{aligned} \quad (1)$$

Третій етап руху

$$\begin{aligned} m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K3} - P_{\Gamma n} - P_{dq} &= 0, \\ m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - (P_{K3} - P_{\Gamma n}) + k_{Dc} \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0, \\ m_e \cdot \frac{d^2 y_e}{dt^2} - (P_{K3} - P_{\Gamma n}) + m_e \cdot g &= 0, \\ P_{K3} = c_e (y_n - y_c - y_e) + k_{De} \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c - \dot{y}_e) & \end{aligned} \quad (2)$$

Початкові умови для другого етапу руху мають вигляд:

$$Y_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0,16 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{array}{l} y_n = Y_1; \\ \dot{y}_n = Y_2; \\ y_c = Y_3; \\ \dot{y}_c = Y_4. \end{array}$$

Початкові умови для третього етапу руху:

$$Y_0 = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{array}{l} y_n = Y_1; \\ \dot{y}_n = Y_2; \\ y_c = Y_3; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ y_\epsilon = Y_5; \\ \dot{y}_\epsilon = Y_6. \end{array}$$

В диференціальні рівняння (1), (2) введено робочу характеристику гасителя у вигляді сили опору $P_{\Gamma h}$, яка відповідає лінійній, прогресивній і регресивній характеристиці:

$$\begin{aligned} P_{\Gamma 1} &= c_\Gamma (y_n - y_\epsilon) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_\epsilon); \\ P_{\Gamma 2} &= c_\Gamma (y_n - y_\epsilon) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_\epsilon)^2; \\ P_{\Gamma 3} &= c_\Gamma (y_n - y_\epsilon) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_\epsilon)^{1/2}. \end{aligned}$$

З метою визначення сили опору гасителя $P_{\Gamma h}$ побудована розрахункова схема (рис. 1).

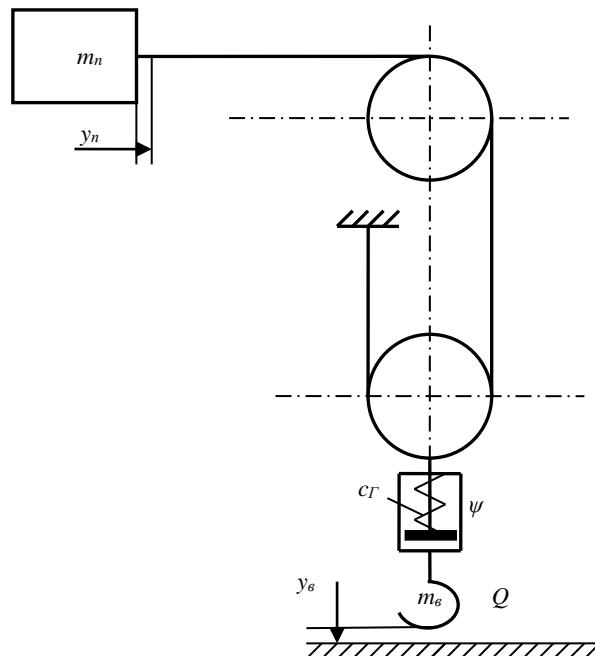


Рис. 1 – Розрахункова схема для визначення сили опору гасителя коливань.

Тут:

c_Γ – жорсткість пружного елементу гасителя коливань;

y_n, y_e – шляхи пройдені масами m_n, m_e від початку координат;

ψ – коефіцієнт гідравлічного тертя (опору);

Q – вага вантажу.

Введемо наступні позначення:

$$\begin{aligned} y_n &= Y_1; & \dot{y}_n &= Y_2; \\ y_c &= Y_3; & \dot{y}_c &= Y_4; \\ y_e &= Y_5; & \dot{y}_e &= Y_6. \end{aligned}$$

Тоді замість системи диференціальних рівнянь другого порядку (1, 2) отримана система рівнянь першого порядку:

- другий етап руху:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_{dq} + P_{\Gamma n} - P_{k2})/m_n; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ \ddot{y}_c = [(P_{k2} - P_{\Gamma n}) - P_c]/m_c. \end{cases} \quad (3)$$

- третій етап руху:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_{\partial q} + P_{\Gamma n} - P_{\kappa3})/m_n; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ \ddot{y}_c = [(P_{k3} - P_{\Gamma n}) - P_c]/m_c; \\ \dot{y}_e = Y_6; \\ \ddot{y}_e = (P_{\kappa3} - P_{\Gamma 3}) - m_e \cdot g/m_e. \end{cases} \quad (4)$$

4. Обговорення результатів рішення диференціальних рівнянь руху

Підставивши в рівняння (3), (4) початкові умови для другого і третього етапу руху [3] отримано залежності, які характеризують перехідний процес підйому вантажу (рис.2 – 4) з урахуванням робочої характеристики гасителя коливань.

З рисунку 2 видно, як змінюється амплітуда коливань зусиль в вантажних канатах, стрілі і приводі механізму підйому при різних робочих характеристиках (закон зміни опору) гасителя коливань. Так в порівнянні з графіком (рис. 2, a) коли гаситель коливань відсутній видно, що закон зміни

опору гасителя суттєво впливає на амплітуду і час загасання коливань зусиль. Очевидно, що найбільш ефективно на ці показники впливає регресивний закон (рис. 2, ε) відмінності від лінійного (рис. 2, δ) і прогресивного (рис. 2, ε).

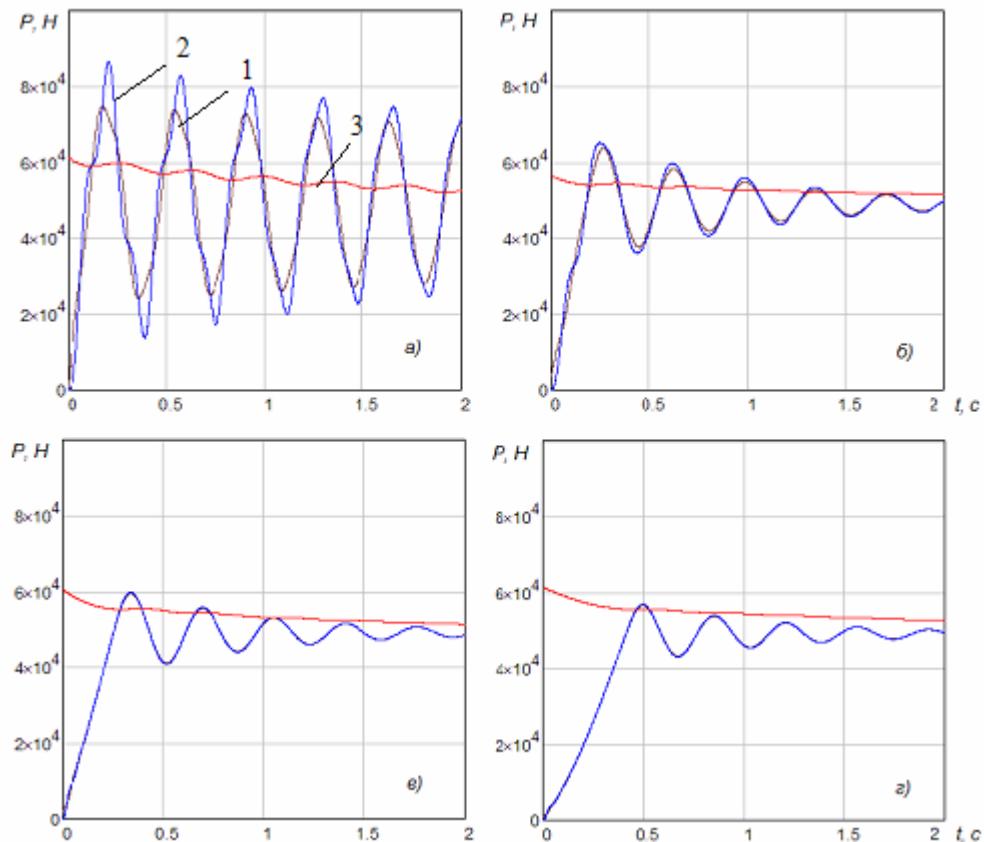


Рис. 2 – Графіки зміни зусиль в часі при різних робочих характеристиках гасителя коливань: a – без гасителя; δ – лінійна характеристика; ε – прогресивна характеристика; ε – регресивна характеристика; 1 – зусилля в вантажних канатах (P_k); 2 – зусилля в стрілі (P_c); 3 – зусилля приводу (P_d)

Переміщення зведених мас, що моделюють рух стрілової системи приведені на рис. 3.

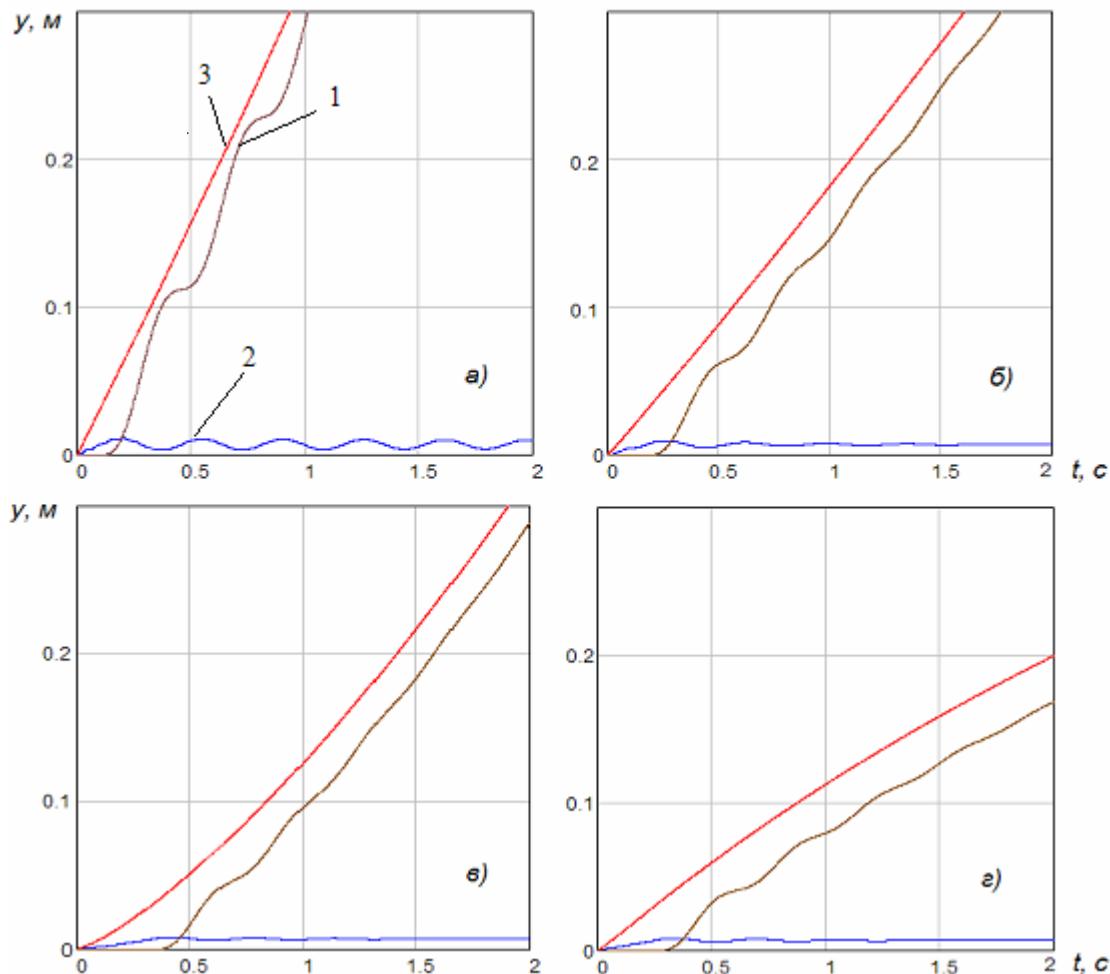


Рис. 3 – Графік переміщень при різних робочих характеристиках гасителя коливань: *а* – без гасителя коливань; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика; *г* – регресивна характеристика; 1 – переміщення вантажних канатів (y_b); 2 – переміщення стріли (y_c); 3 – переміщення приводу (y_n)

Аналіз графіків (рис. 3) свідчить, що при різних характеристиках гасителя коливань змінюється закономірність переміщень зведених мас і розмах коливань мас вантажу і стріли.

Графіки зміни швидкості зведених мас при різних характеристиках гасителя коливань показано на рис. 4.

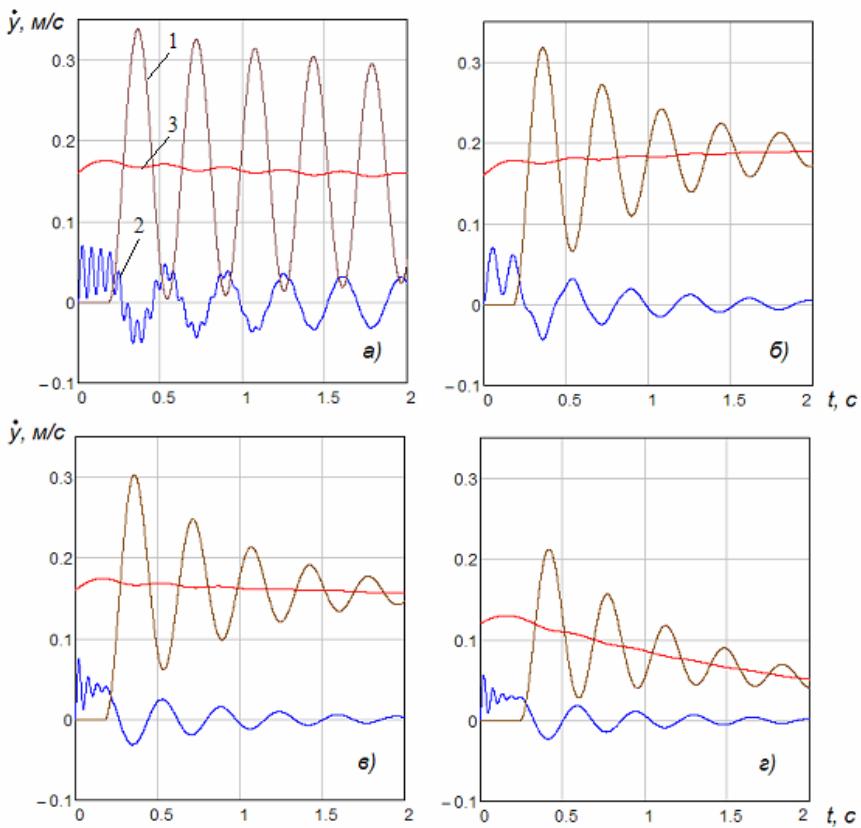


Рис. 4 – Графік швидкостей при різних робочих характеристиках гасителя коливань: *а* – без гасителя коливань; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика; *г* – регресивна характеристика; 1- швидкість зведеної маси вантажу (\dot{y}_a); 2 – швидкість зведеної маси стрілі (\dot{y}_b); 3 – швидкість зведеної маси приводу (\dot{y}_i)

З рисунку 4 видно, що застосування різних робочих характеристик гасителя коливань приводить до зміни розмаху і часу загасання коливань швидкостей зведених мас стрілової системи.

Висновки

Отже з порівняльного аналізу графіків зусиль, переміщень і швидкостей елементів стрілової системи при підйомі вантажу «з підхватом» і застосуванні гідравлічного гасителя коливань з різними робочими характеристиками видно, що найбільш ефективним є включення в силовий ланцюг підвіски вантажу гасителя коливань з регресивною робочою характеристикою. Так графік зусиль показав (рис. 2), що коефіцієнт динамічності металоконструкції стріли при відсутності гасителя

(рис. 2, а) становить 1,7, при застосуванні гасителя з лінійною характеристикою (рис 2, б) 1,35, гасителя з прогресивною характеристикою (рис 2, в) 1,22 і гасителя з регресивною характеристикою (рис. 2, г) 1,11. Суттєве зменшення амплітуди коливань зусиль спостерігається і в вантажних канатах.

Слід також зазначити, що застосування гасителя коливань з регресивною робочою характеристикою приводить до значного згасання коливань зусиль, переміщень і швидкостей елементів стрілової системи на другій секунді руху.

Список використаних джерел:

1. Семенюк В.Ф., Марцинкевич А.П. Математическая модель процесса гашения колебаний металлоконструкции козлового крана// Підвищення ефективності технологій та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті. – Харків: ХарДАЗТу 1999.-№36.-С.3-11.
2. Дорохов Н.Ю. Динамическое гашение колебаний мостовых кранов с применением волновых цепных передач: Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Краматорск, 2006.- 135с.
3. О.С. Подоляк, Л.А. Родіонов, А.О. Павлова. Математична модель процесу гасіння коливань металоконструкції стрілових самохідних кранів// Вісник НТУ «ХПІ», Харків – 2009. – Вип. 28. С. 88-99.

Подоляк О.С., Мельниченко О.А. «Дослідження впливу робочих характеристик гасителя коливань на динамічні навантаження елементів стрілової системи самохідних кранів».

В роботі досліджуються закономірності взаємодії гіdraulічного гасителя коливань з елементами стрілової системи самохідного крану при підйманні вантажу з урахуванням його робочих характеристик.

Ключові слова: гаситель коливань; стріла; вантаж; канати; механізм підймання.

Подоляк О.С., Мельниченко А.А. «Исследование влияния рабочих характеристик гасителя колебаний на динамические нагрузки элементов стреловой системы самоходных кранов».

В статье исследуются закономерности взаимодействия гидравлического гасителя колебаний с элементами стреловой системы самоходного крана при поднимании груза с учетом его рабочих характеристик.

Ключевые слова: гаситель колебаний; стрела; груз; канаты; механизм подъема.

Podolyak O.S., Melnichenko O.A. "Research influence of operating performances of vibration dampener on the dynamic loads of".

In the article occurrence of influence of hydraulic vibration dampener with boom system elements of mobile crane by load hoisting with taking into account his operating performances.

Key words: vibration dampener, boom, load, ropes, hoisting mechanism.

Стаття надійшла до редакції 17 травня 2010 р.

УДК 621

©Нестеренко В.В.

К ИСПЫТАНИЯМ КАНАТНОГО БАРАБАНА С ПОДКРЕПЛЯЮЩИМИ КОЛЬЦАМИ И РЕБРАМИ ЖЕСТКОСТИ

1. Постановка проблемы

Во многих случаях для обеспечения устойчивости стенки канатного барабана применяют подкрепляющие элементы – кольца или продольные ребра жесткости.

В качестве примера можно привести конструкцию органа навивки подъемной машины 2Ц3,5×1,7.

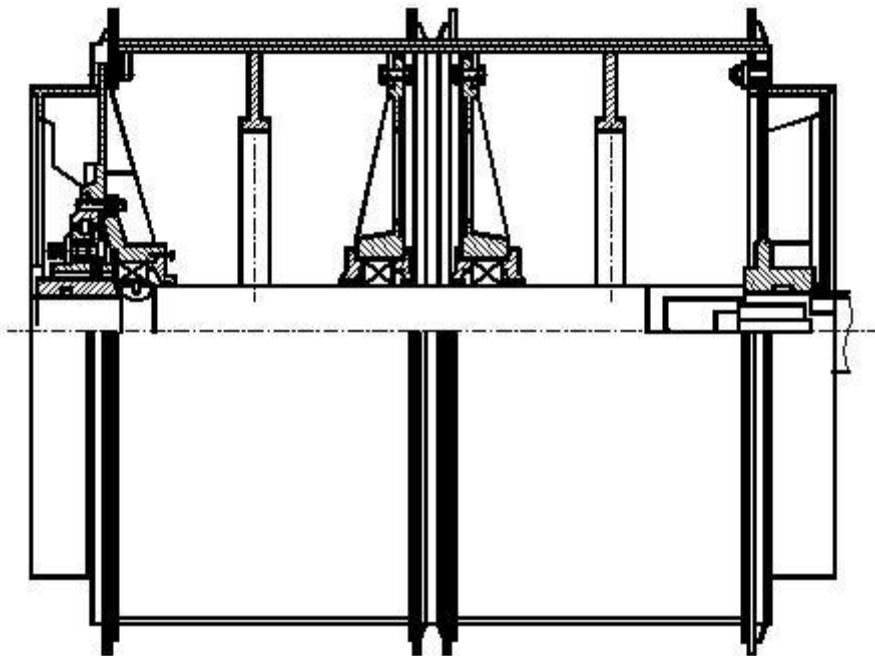


Рис. 1 – Орган навивки подъемной машины 2Ц3,5×1,7

Обеспечивая устойчивость конструкции, эти элементы одновременно являются источником концентрации напряжений в зоне их контакта (соединения сваркой) с цилиндрической или другой обечайкой барабана, вызывая достаточно высокие местные напряжения изгиба.

Эти напряжения могут быть решающими уже просто потому, что для чугунных барабанов предел прочности на изгиб вдвое меньше предела прочности на сжатие.

Кроме того, элементы барабанов воспринимают циклические нагрузки, и местные пиковые напряжения (особенно в зоне сварных швов) могут служить причиной возникновения и развития усталостных трещин.

Все высказанное объясняет важность определения напряженно-деформированного состояния (НДС) стенки цилиндрической оболочки в зоне контакта с подкрепляющим круговым кольцом или ребрами жесткости при нагрузке оболочки витками каната либо другими локальными нагрузками.

Методика проведения экспериментов. Были разработаны и созданы модели барабанов двух типов:

- без элементов жесткости;
- с двумя кольцами жесткости, установленными по центру барабана (рис. 2).



Рис. 2 – Барабаны с подкрепляющими кольцами

Опирание обечайки на лобовины шарнирное. Отношение длины барабана к его диаметру равняется 3. Толщина стенки барабана равна 2 мм. Нагружение каждого барабана выполнялось одним и тремя витками троса. Эксперимент был проведен дважды: при нагружении барабанов по центру и на кольце (или ребре) жесткости.

Экспериментальная установка была смонтирована на универсальной масляной машине УММ–50 (рис. 3).



Рис. 3 – Экспериментальная установка

Натяжение троса возрастало от нуля до 1600 кГс плавно. Деформация обечайки барабанов регистрировалась при помощи тензорезисторов КФ5П1 – 3 – 400 – Б – 12 ТУ 3.06 Украины 7710 – 0001 – 93.

Тензорезисторы подключались по мостовой измерительной схеме. На барабане без элементов жесткости тензомосты располагались в трех радиальных сечениях в крайней верхней и боковой точках.

На барабане с кольцом жесткости тензомосты наклеивались с обеих сторон от подкрепляющего кольца(рис. 4, 5).

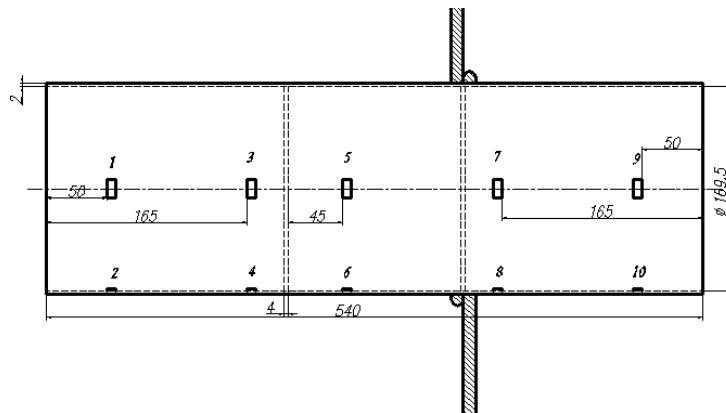


Рис. 4 – Барабан с кольцами жесткости

Регистрация и обработка сигналов выполнялась при помощи комплекса ZetLab (рис. 5), который состоит из аналого-цифрового преобразователя АЦП ЦАП ZET-220, двух предварительных усилителей с гальванической развязкой ZET 411 и персонального компьютера.



Рис. 5 – Комплекс ZetLab

Для регистрации изменения сигналов в плечах тензомостов были использованы виртуальный вольтметр постоянного тока и виртуальный осциллограф. Осциллограммы испытаний в динамике сохранены в файлы на ПК. Обработка осциллограмм производилась в среде Mathcad. Были получены зависимости изменения напряжения тока в диагоналях тензомостов от времени, а после определения тарировочных коэффициентов – зависимости напряжения обечайки барабана от натяжения каната в отдельных точках (рис. 7,8).

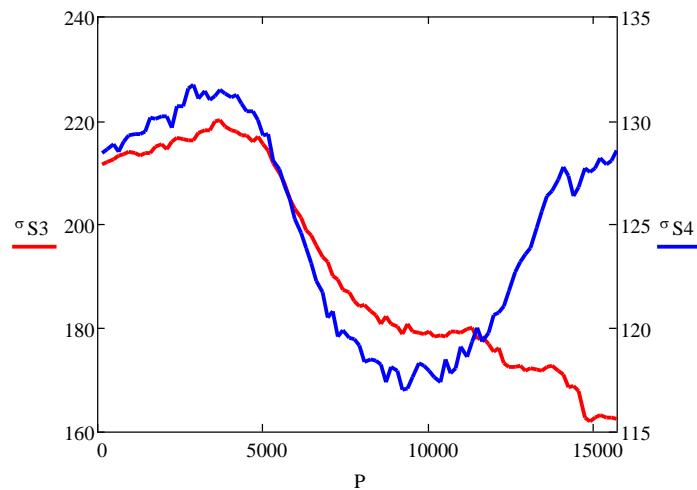


Рис. 7 – Зависимость изменения напряжения обечайки барабана с подкрепляющим кольцом в зоне его установки (барабан нагружен тремя витками троса над кольцом)

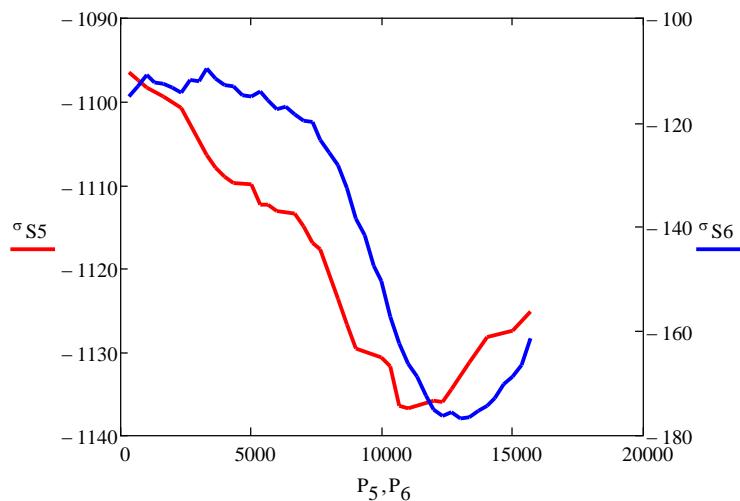


Рис. 8 – Зависимость изменения напряжения обечайки барабана с подкрепляющим кольцом в зоне его установки (барабан нагружен одним витком троса посередине)

Анализ результатов проведенных экспериментов позволяет сделать следующие вывод: деформации резко возрастают в зоне сварных швов около ребер жесткости.

Проведенные эксперименты были смоделированы в среде автоматизированного проектирования SolidWorks. В отчетах, полученных после симуляции выше описанных экспериментов, получены эпюры напряжений, деформаций и перемещений отдельных точек моделей барабанов (рис. 10 – 12). Их анализ также позволяет сделать вывод о том, что сварные швы подкрепляющих элементов являются концентраторами напряжений и провоцируют появление трещин.

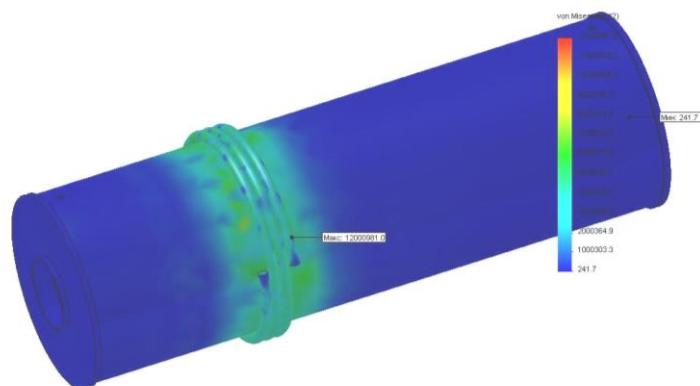


Рис. 9 – Барабан с кольцом жесткости нагружен по кольцу. Эпюра напряжений

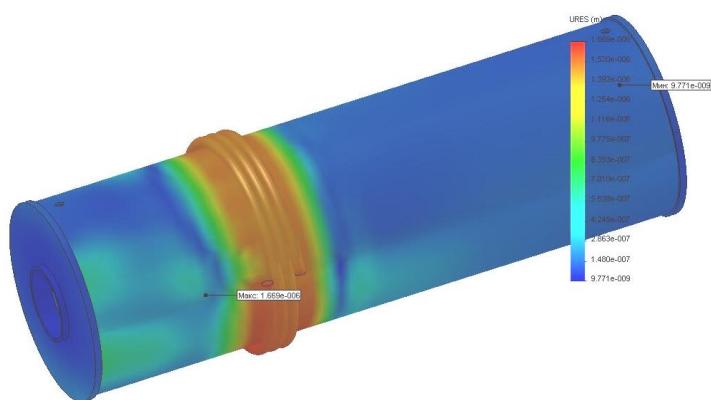


Рис. 10 – Барабан с кольцом жесткости нагружен по кольцу. Эпюра продольных перемещений

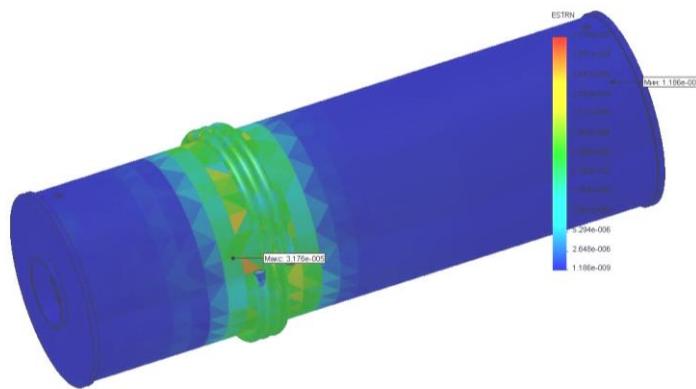


Рис. 11 – Барабан с кольцом жесткости нагружен по кольцу. Эпюра деформаций

Список использованных источников:

1. Балабух Л.И.Основы строительной механики ракет ,М, Высш.школа.,1969.
2. Ковальский Б.С., Кожин С.В. Барабаны грузоподъемных машин, Х., ХВКИУ, 1969, 164с.
3. Фидровская Н.Н. Определение усилий в элементах каната при навивке на барабан. Автомобильный транспорт, сб. научн. трудов, вып.11, Х.,2003, с.104-105.
4. Родионов Л.А., Ковальский Б.С. К расчету стенки канатного барабана, нагруженного фрикционными витками каната. Подъем.-трансп.оборуд.Респ.межвед.научно-техн.сб.,1986,вып17.,с.23-26.
5. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник, под ред. Биргера Н.А. и Пановко Я.Г., том 1.,М.,Машиностроение.,1968.

Нестеренко В.В. «К испытаниям канатного барабана с подкрепляющими кольцами и ребрами жесткости»

В статье рассматриваются методика и результаты стенового эксперимента канатного барабана, подкрепленного кольцами и ребрами жесткости.

Ключевые слова: канатный барабан, подкрепляющие кольца, ребра жесткости, эксперимент, стенд.

Нестеренко В.В. «До випробувань канатного барабана, що має підкріплюючі кільця та ребра жорсткості»

В статті розглянуто методику та результати стендового експерименту канатного барабану, що має підкріплюючі кільця та ребра жорсткості.

Ключові слова: канатний барабан, підкріплюючі кільця, ребра жорсткості, експеримент, стенд.

Nesterenko V.V. “To the test of rope drum with tolerance rings and stiffening rings”.

In the article the methodology and results of bench test of rope drum with tolerance rings and stiffening rings is considered.

Key words: rope drum, tolerance rings, stiffening rings, experiment, test bench.

Стаття надійшла до редакції 18 травня 2010 р.

©Ищенко Г.И., Мовшович А.Я., Резниченко Н.К.

ПРИМЕНЕНИЕ УПРОЧНЯЮЩИХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

1. Постановка проблемы

Повышение долговечности и износостойкости деталей подвижных сопряжений машин и их рабочих органов является одним из наиболее актуальных научных направлений развития современного машиностроения.

Эксплуатация направляющих элементов технологической оснастки связана с многократным скольжением втулки относительно колонки. Долговечность работы направляющих элементов, под которой понимают ее способность работать в течение определенного времени, чаще всего определяется не поломками колонок и втулок, а износом их поверхностей, т.е. изменением их размеров под влиянием трения.

Повышение износостойкости трущихся поверхностей можно осуществить нанесением различных покрытий на ее рабочие поверхности и упрочнением поверхностным пластическим деформированием.

Перспективным направлением повышения стойкости направляющих элементов технологической оснастки, является нанесение на их рабочие поверхности упрочняющих покрытий вакуумно-плазменным и детонационно-газовым методами.

В последнее время развивается новое направление вакуумно-плазменной технологии – ионная имплантация. Это процесс, при котором практически любой элемент может быть внедрен в поверхностный слой твердого тела посредством пучка высокоэнергетических ионов (энергия ионов составляет от нескольких кэВ до десятков МэВ). Наиболее часто ионная имплантация

используется для повышения износостойкости и коррозионной стойкости материалов за счет образования упрочненного слоя, имеющего диффузионное сцепление с основой без ярко выраженной поверхности раздела. Толщина этого слоя может значительно превышать глубину пробега ионов (при энергии ионов 0,1 МэВ толщина слоя составляет 0,1 мкм).

В свою очередь, ионно-плазменное нанесение покрытий в вакууме — наиболее эффективный процесс, так как позволяет получить слой, толщина которого измеряется в микрометрах и который является принципиально новым материалом с высокими показателями прочности, износостойкости, твердости и в то же время эластичен. Однако полученный материал (покрытие) имеет адгезионное сцепление с основой, а не диффузионное.

2. Цели исследования

Наиболее перспективным способом является сочетание технологий ионной имплантации и ионно-плазменного нанесения покрытий заданного газового состава и толщины. С этой целью вакуумный ионно-плазменный метод нанесения покрытий трансформируется в метод плазмохимической имплантации, имеющий следующие основные преимущества:

- глубокая газовая диффузия (от 0,05 до 0,3 мм в зависимости от температуры подложки);
- диффузия испаряемого металла в поверхностные слои основы (от 0,05 до 0,3 мм в зависимости от температуры подложки);
- получение переходного по структуре слоя в основном материале, на который затем наносится покрытие с заданными, в том числе особыми свойствами.

3. Изложение основного материала

Предпосылкой для разработки метода плазмохимической имплантации и детонационно-газового нанесения покрытий служат следующие положения. При использовании вакуумного ионно-плазменного способа нанесения

покрытий при постоянной площади «активной зоны» мощность теплового потока определяется выражением

$$M = U_{on} I,$$

где U_{on} – опорное напряжение;

I – ионный ток.

Наибольшее влияние на состояние поверхности оказывает кинетическая энергия ионного потока

$$W = \frac{1}{Z} \varepsilon,$$

где Z – средняя кратность заряда;

ε – средняя энергия ионного потока.

В таблице 1 приведены параметры ионной составляющей плазменного потока материалов, наиболее часто используемых в вакуумно-плазменных технологиях.

Таблица 1 – Параметры ионной составляющей плазменного потока

Материал	Атомная масса	Средняя кратность	Степень ионизации	Средняя энергия ионов в пучке.	Ионный ток. А
Титан	47,90	2,05	50	75,93	2,0
Цирконий	91,92	2,33	50	93,24	2,3
Молибден	95,94	2,35	90	151,56	4,5'

В результате подстановки указанных величин в формулы и расчета по этим формулам установлено, что кинетическая энергия и мощность теплового потока ионов молибдена больше, чем, например, у титана, в 4 и 2 раза соответственно. Чем выше степень ионизации испаряемого материала, тем больше плотность ионного потока.

Сравнительные испытания на статический изгиб образцов из термообработанной стали Х12М и таких же образцов, подвергнутых бомбардировке ионами титана и хрома (энергия активации 113,13 и 129,89

кДж/моль соответственно) показали, что во втором случае прочность образцов повышается на 27 и 13% соответственно. После имплантации, не прерывая вакуумного процесса, наносят покрытие.

Технологический процесс нанесения ионно-плазменных покрытий является многопараметрическим. Каждый из параметров (или их сочетание) может оказывать влияние на базовый состав, структуру и свойства покрытия. Выделение количественной связи между параметрами ионно-плазменного процесса, с одной стороны, и базовым составом и структурой покрытия с другой стороны, позволяет направленно изменять эти свойства и, в конечном счете, управлять работоспособностью упрочняемого изделия. Так, изменение только одного параметра — давления в вакуумной камере — при осаждении многослойного и монослоиного покрытий на основе нитрида титана изменяет фазовый состав по количеству нитридов следующим образом: в монослоином покрытии среднее содержание титана и нитрида титана составляет 15 и 85%, в многослойном — 47 и 54% соответственно.

Монослоиное покрытие из-за большой толщины и твердости отличается значительной хрупкостью и может разрушиться в результате вибрации и ударов при работе. Многослойное покрытие по прочностным характеристикам соответствует условиям обработки металлов штамповкой, однако стойкость инструмента с таким покрытием может быть ниже стойкости инструмента с монослоиным покрытием, так как единичные твердые слои многослойного покрытия всегда тоньше износостойкого слоя монослоиного покрытия и располагаются на мягкой фазе.

В связи с этим возникает необходимость разработки процесса получения многослойных покрытий большей плотности, близких по фазовому составу к монослоиным покрытиям.

С этой целью исследовали изменение толщины покрытия в зависимости от величины опорного напряжения U_{on} при различных давлениях p_e в вакуумной камере. Установлено, что вначале при повышении опорного напряжения толщина покрытия увеличивается при любом рабочем давлении в

вакуумной камере и достигает своего максимума, когда $U_{on} = 100\text{-}150$ В. При дальнейшем повышении опорного напряжения толщина покрытия уменьшается и будет тем меньше, чем ниже p_e . Так, при $p_e = 10^{-3}$ Па уже при $U_{on} = 400$ В покрытие не образуется, а при $U_{on} > 400$ В происходит распыление поверхности. Аналогично протекает процесс и при $p_e = 10^{-2}$ и 10^{-1} Па, однако распыление поверхности происходит при $U_{on} = 670\text{-}700$ В и при $U_{on} > 1600$ В.

Полученные зависимости толщины покрытия от опорного напряжения и давления в вакуумной камере позволили разработать принципиально новый технологический процесс нанесения многослойных покрытий, обладающих стабильными особыми свойствами. Полученное новым способом покрытие на основе нитрида титана представляет собой конструкцию, состоящую из сотен тончайших, чередующихся по твердости слоев. Химический состав покрытия, определенный путем сравнения интегральных интенсивностей интерференционных линий титана и нитрида титана, состоит из 7-9% α -Ti и 93—91% γ -Ti, имеет плотность $6,18$ г/см 3 и микротвердость порядка 37 ГПа. Нанесение такого покрытия на направляющие элементы штампов увеличило их износостойкость в 2,1-2,4 раза.

Таким образом, сочетание ионной имплантации и вакуумного ионно-плазменного нанесения покрытий трансформировано в процессе плазмохимической имплантации, позволяющей повысить износостойкость, прочность и коррозионную стойкость направляющих элементов технологической оснастки.

Детонационный способ является одним из перспективных методов получения износостойких покрытий и заключается в использовании энергии детонации газовых смесей в стволе установки. Управляемая детонация сообщает частицам наносимого материала, вводимого в ствол установки, высокую скорость и температуру. В точке удара возникает давления превышающие предел текучести материала покрытия и основы, что обеспечивает необходимые условия для осуществления хорошей связи наносимого материала с подложкой (деталью).

Детонационные покрытия наносились на направляющие колонки, изготовленные из стали 20. В качестве наносимого порошкового материала

использовалась механическая смесь карбида вольфрама с кобальтом ВК5. Напыление производилось по режиму: скорострельность – 2 выстрела в секунду, дистанция напыления – 150 мм, соотношение рабочих компонентов $O_2:N_2:C_2H = 30:40:30\%$, толщина получаемых покрытий 0,20-0,25 мм.

После шлифовки толщина твердосплавного покрытия составляла 0,10-0,12 мм. Таким образом, удалось получить рабочую направляющую колонку, представляющую собой стальной стержень, заключенный, а твердосплавную оболочку. При этом колонка сохраняла все преимущества твердого сплава и одновременно исключала его недостатки.

При отработке режимов детонационно-газового упрочнения для отобранных порошковых материалов предварительно была проведена оптимизация режимов стрельбы по разработанной математической модели, а также экспериментально проверены режимы нанесения покрытий.

В качестве критерия оптимизации принимали адгезионную прочность, твердость покрытия, его толщину, напыляемую за единичный выстрел, коэффициент использования порошка.

Адгезионную прочность определяли по штифтовой методике с использованием конических штифтов, твердость по методу Венкерса, усталостную прочность - по схеме «пульсирующего контакта» на специальном испытательном стенде, коэффициент трения скольжения - на разрывной машине усилием $P = 5$ кН по схеме [1].

Анализ результатов испытаний по совокупной оценке служебных характеристик показал, что оптимальное упрочняющее покрытие должно обладать:

- твердостью не менее 800Н;
- адгезионной прочностью не ниже 200Мпа;
- прочностью на срез $\tau_{cp}=500$ Мпа;
- толщиной – 200 – 300мкм.

Для моделирования процесса износа направляющих элементов была сконструирована специальная установка на базе токарного станка 16К20. Испытывались колонки с покрытием TiN и ВК15. Величина износа

определялась путем замера линейных размеров по 11 сечениям колонки на приборе «Талерунд» с точность до 0,1 мкм.

Направляющие втулки были изготовлены из стали 38ХМЮА.

До испытания, затем через каждые 50 тис. циклов и после окончания испытаний были записаны круглограммы. Каждая пара трения была испытана при количестве циклов - 200 тыс., при постоянном нагружении – 50 кгс. Смазка пары производилась один раз за восемь часов путем набивки ее в смазочные канавки направляющей втулки.

Анализ полученных результатов показывает, что максимальный износ колонок происходил в зоне постоянного контакта со втулкой. Износ колонок по другим сечениям составил: для стали 20-2,4 мкм для стали 38ХМЮА – 0,7 мкм. Наименьший износ имели образцы с покрытиями из ВК15 и TiN

Износ натурных образцов с покрытиями из ВК15 при испытании на специальной установке составил 0,1-0,2 мкм, что в 3-4 раза меньше износа колонок из стали 38ХМЮА и в 12-15 раз меньше износа колонок, выполненных из стали 20.

Наилучшие показатели при испытании на износостойкость получены на втулках с покрытием из TiN. Износ обнаружен по трем сечениям из одиннадцати и не превышал 0,2-0,4 мкм, что в 5-6 раз меньше износа колонок из стали 38ХМЮА.

Технологические методы обработки оказывает большое влияние на износостойкость образцов в самих направляющих элементов. Детали, подвергнутые поверхностному пластическому деформированию, имеют износ в 1,5-2 раза меньше, чем шлифованные.

Выводы

1. На основании данных испытаний для системы направления технологической оснастки необходимо рекомендовать пару - направляющая колонка с детонационным покрытием ВК15 и втулка с покрытием на основе TiN, так как эти покрытия показали высокие эксплуатационные свойства и практически не имели износа.

2. Применение детонационно-газового метода для упрочнения направляющих колонок технологической оснастки позволило увеличить износостойкость в 1,6-2,2 раза, заменить дорогостоящую инструментальную сталь на более дешевую конструкционную, исключить термическую обработку (цементация, закалка, азотирование) рабочих поверхностей.

Список использованных источников

1. Тушинский Л. И. Исследование структуры и физико-химических свойств покрытий / Л. И. Тушинский, А. В. Плохова. – Новосибирск : Наука, 1986 – 175 с.
2. Вакуумно-плазменное нанесение износостойких покрытий / Н. Д. Жолткевич, А. А. Этингант, В. М. Горелик, О. В. Пылинин. – М. : ЦНИИ информации, 1984 – 40 с.
3. Повышение ресурса модулей технологическими методами / В. А. Богуслаев, А. И. Долматов, А. Я. Мовшович [и др.]. – Запорожье : ОАО «Мотор Сич», 2003. – 269 с.

Ищенко Г.И., Мовшович А.Я., Резниченко Н.К. «Применение упрочняющих покрытий для повышения износостойкости направляющих элементов технологической оснастки».

Рассмотрены различные способы нанесения упрочняющих покрытий на направляющие элементы оснастки (ионно-плазменный метод, ионная имплантация, плазмохимическая имплантация, детонационно-газовый метод) и оценено влияние этих способов на повышение стойкости штампов. Установлены необходимые характеристики упрочняющих детонационных покрытий и определены наиболее перспективные покрытия.

Ключевые слова: упрочняющие покрытия, ионная имплантация, плазмохимическая имплантация, детонационные покрытия, повышение стойкости штампов, перспективные покрытия.

Іщенко Г.І., Мовшович О.Я., Резніченко М.К. «Застосування зміцнюючих покріттів для підвищення зносостійкості направляючих елементів технологічного оснащення».

Розглянуті різні способи нанесення зміцнюючих покріттів на направляючі елементи оснащення (іонно-плазмовий метод, іонна імплантация, плазмохімічна імплантация, детонаційно-газовий метод) і оцінений вплив цих способів на підвищення стійкості штампів. Встановлені необхідні характеристики зміцнюючих детонаційних покріттів і визначені найбільш перспективні покриття.

Ключові слова: зміцнюючі покриття, іонна імплантация, плазмохімічна імплантация, детонаційні покриття, підвищення стійкості штампів, перспективні покриття.

Ischenko G.I., Movshovich A.Ya., Reznichenko N.K. “Application of consolidating coverages for the increase of wearproofness of sending elements of the technological rigging”.

The various methods of strengthening the loaded die surfaces by coating i.e. ionoplasmic method, ionic implantation plasmochemical implantation and gas-detonation method are considered. The influence of die working with these methods on the improvement of die endurance is estimated. The required strengthening characteristics of the detonational coatings are settled. The most prospective coatings are proposed.

Keywords: consolidating coverages, ionic implantation, implantation, detonation coverages, increase of firmness of stamps, perspective coverages.

Стаття надійшла до редакції 11 травня 2010 р.

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ПОКРЫТИЙ НА ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ, СОБРАННЫХ ТЕПЛОВЫМ МЕТОДОМ

1. Постановка проблемы

Прочность соединений с натягом, собранных тепловым методом с использованием различных покрытий охватываемой детали (вала) во многом определяется прочностными свойствами сформированного слоя [1]. В настоящее время большинство предлагаемых расчётов прочности скрепления деталей неподвижных цилиндрических соединений сводится к определению контактных давлений и касательных напряжений без промежуточного слоя [2]. Поэтому определение степени влияния имеющегося в соединении покрытия на прочность скрепления деталей является актуальной задачей и представляет практический интерес. Одним из главных параметров несущей способности соединений является усилие относительного сдвига деталей. Очевидно, что относительный сдвиг деталей происходит в результате разрушения сформированного в зоне их контакта промежуточного слоя. Поэтому, зная компоненты тензора напряжений промежуточного слоя, можно определить различные его прочностные характеристики, в частности усилие сдвига F_c .

2. Изложение основного материала

Рассмотрим схему теплового соединения втулки с валом, показанную на рис.1

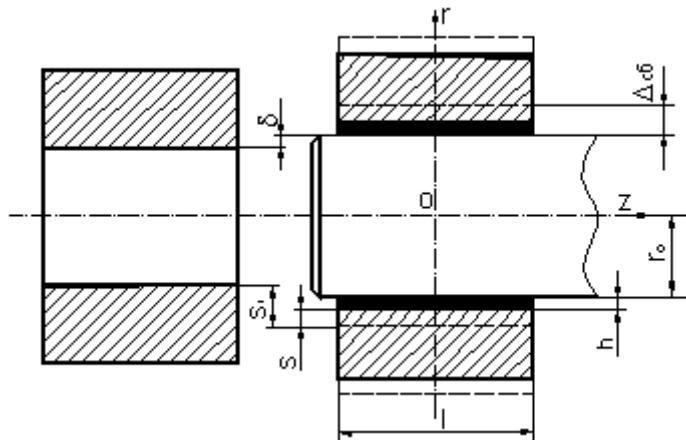


Рис. 1 – Схема соединения втулки с валом

Усилие скрепления деталей соединения, собранного тепловым способом с использованием покрытий зависит от геометрии деталей соединения, свойств сформированного слоя и его толщины h . Толщину слоя определим исходя из динамики формирования соединения. Предположим, что скорости расширения втулки в процессе нагрева и её сближения с поверхностью вала при остывании одинаковы и равны V_o . Путь, пройденный посадочной поверхностью втулки при расширении до необходимого сборочного зазора, обозначим через S_1 , а путь, пройденный этой же поверхностью при сближении с валом до окончательного формирования промежуточного слоя толщиной h , через S_2 . Тогда:

$$S_I = V_o \cdot t_I; \quad S = V_o \cdot t; \quad (1)$$

где t_1 – время расширения втулки;

t – время посадки её на вал.

Из геометрии соединения видно, что:

$$V_o \cdot t_I = \delta + \Delta_{c6}; \quad (2)$$

где δ – натяг соединения;

Δ_{c6} – сборочный зазор.

Так как скорости расширения и посадки втулки равны, то:

$$S = (\delta + \Delta_{c6}) \cdot q \quad (3)$$

где $q = t/t_1$ – коэффициент формирования соединения.

Образующийся между сопряжёнными поверхностями промежуточный сформированный слой толщины h будем считать постоянным по длине и радиусу соединения. Величину h/r_o назовём относительной толщиной слоя и обозначим через ε . Так как из рис. 1 $h = \Delta_{c\bar{o}} - S$, то $h = \Delta_{c\bar{o}} - (\delta + \Delta_{c\bar{o}}) \cdot q$ тогда:

$$\varepsilon = \frac{\Delta_{c\bar{o}}}{r_o} - \frac{\delta + \Delta_{c\bar{o}}}{r_o} \cdot q \quad (4)$$

Для определения физических свойств слоя введём параметр, характеризующий жёсткость промежуточного слоя, находящегося между сопряжёнными поверхностями и воспринимающего давление остывающей втулки с усилием P , являющимся функцией от времени остыивания t . Допустим, что при усилии P_1 слой толщиной h_1 имеет поверхность S_1 , а при изменении усилия до P_2 сжатый слой толщины h_2 имеет поверхность S_2 . Абсолютную величину отношений приращений $[\Delta P] = P_2 - P_1$ и $[\Delta S] = S_1 - S_2$ назовём коэффициентом жёсткости γ промежуточного слоя:

$$\gamma = \left[\frac{\Delta P}{\Delta S} \right] \quad (5)$$

Для рассматриваемого цилиндрического соединения имеем:

$$\gamma = \frac{\Delta P}{2\pi d(h_1 - h_2)} \quad (6)$$

Из анализа (6) следует, что коэффициент жёсткости γ является величиной векторной, так как усилие \vec{P} определяется величиной и направлением составляющих сил по осям r , z и φ . Поэтому $\vec{P} = \vec{P}_r + \vec{P}_z + \vec{P}_\varphi$.

Если за параметр функции \vec{P} выбрать изменение поверхности S в процессе деформации, то $\vec{P} = \vec{P}(S)$. Предел отношения

$$\frac{\Delta P}{\Delta S} \rightarrow \frac{dP}{dS}, \text{ если, } \Delta S \rightarrow 0 \text{ тогда имеем } \frac{dP}{dS} = \gamma \text{ и с учётом координат } r, z, \varphi$$

$$\frac{d\vec{P}}{dS} = \frac{d\vec{P}_r}{dr} + \frac{d\vec{P}_z}{dz} + \frac{d\vec{P}_\varphi}{d\varphi} \quad (7)$$

Если ввести единичные векторы в направлении r, z, φ соответственно $\vec{e}_r, \vec{e}_z, \vec{e}_\varphi$, то составляющие вектора γ в последнем уравнении можно записать следующим образом:

$$\frac{d\vec{P}_r}{dS} = \vec{E} \cdot \vec{e}_r; \quad \frac{d\vec{P}_z}{dS} = \mu \vec{e}_z; \quad \frac{d\vec{P}_\varphi}{dS} = G \vec{e}_\varphi, \quad (8)$$

где E, μ, G – модули упругости материала сформированного слоя в направлении r, z, φ . Теперь абсолютная величина γ может быть определена как:

$$\gamma = \sqrt{E^2 + \mu^2 + G^2} \quad (9)$$

Для нахождения величины γ при фиксированных значениях сформированного промежуточного слоя $\varepsilon = \frac{h}{r_0}$ используем энергетические характеристики процесса соединения. Обозначим энергию расширенной втулки W , которая расходуется на энергию деформирования слоя W_c и энергию тепловых потерь, W_n то есть

$$W = W_c + W_n \quad (10)$$

Пренебрегая энергией тепловых потерь W_n ввиду их малости, считаем, что энергия расширенной втулки полностью идёт на формирования слоя в соединении с натягом.

Расширяясь при нагреве на величину $\Delta_{co} + \delta$, втулкой выполняется работа, которую можно вычислить следующим образом. Очевидно, что изменение работы пропорционально изменению усилия dP

$$dW = (\Delta_{co} + \delta) dP \quad (11)$$

Для нахождения dP втулки воспользуемся следующими соображениями. Предполагая, что втулка, нагреваясь и остывая, эквивалентна некоторой пружине, обозначим её жёсткость через C . Изменение внутренней поверхности втулки после нагревания обозначим через $\Delta S \rightarrow dS$. Далее считаем, что величина усилия, разжимающего и сжимающего втулку, пропорциональна изменения поверхности dS , то есть $dP = C \cdot dS$.

Рассматривая втулку как состоящую из суммы n колец, упругость каждого из которых соответствует жёсткости C_i , запишем $\sum_{i=1}^n C_i = C$.

Воспользуемся формулой, которая выражает изменение диаметра i -го кольца толщины Δh_i в зависимости от модуля упругости материала втулки E , который одинаков для всех n колец

$$\Delta d_i = \frac{N \cdot d_i^2}{\Delta h_i \cdot E} \text{ или } \Delta p_i = \frac{2N p_i^2}{\Delta h_i \cdot E}, \quad (12)$$

где N – давление, вызванное расширением i -го кольца;

p_i – радиус i -го кольца.

Умножая равенство (12) на ΔS получим:

$$\Delta p_i \cdot \Delta S = \frac{2N \cdot p_i^2 \cdot \Delta S}{\Delta h_i \cdot E} \quad (13)$$

Очевидно, что $N \cdot \Delta S \sim dP = C_i \cdot dS \sim C_i \cdot \Delta S$, тогда:

$$\Delta p_i = \frac{2C_i \Delta S \cdot p_i^2}{\Delta h_i \cdot E} \quad (14)$$

Для i -го кольца толщиной Δh_i изменение коэффициента жёсткости можно записать в виде:

$$dC_i = \frac{\Delta h_i \cdot E \cdot dp}{2 p^2} \quad (15)$$

Интегрируя в пределах от r_e до r получим:

$$C_i = \frac{\Delta h_i \cdot E}{2} \int_{r_e}^r \frac{dp}{p^2} = \frac{\Delta h_i \cdot (r - r_e)}{2r_e \cdot r} \quad (16)$$

Суммируя последнее равенство по i , получим:

$$C = \frac{HE \cdot (r - r_o)}{2r_o \cdot r}, \quad (17)$$

где H – толщина втулки;

r_o – начальный внутренний радиус втулки. Жёсткость $C_{(r)}$ может быть найдена для любого r .

Если начальный наружный радиус втулки $R_H = r$, то:

$$C = \frac{H^2 \cdot E}{r_o \cdot R_H} \quad (18)$$

Энергию втулки W можно определить по формуле:

$$W = \frac{\Delta_{c\delta} + \delta}{r_o} \int_V C(r) dV, \quad (19)$$

где $dV = r dr d\phi dz$. Подставляя в формулу (19) значение C из (17) получим:

$$W = \frac{\Delta_{c\delta} + \delta}{r_o} 2\pi l \int_{r_o}^{R_H} \frac{EH(r - r_o)}{r_o \cdot r} r dr \quad (20)$$

Интегрируя окончательно имеем:

$$W = \frac{\pi l \cdot EH^3}{r_o^2} (\Delta_{c\delta} + \delta) \quad (21)$$

Энергия сжимаемого слоя W_c может быть определена по формуле:

$$W_c = 2\pi l \int_{r_o}^{r_o + h} r \sigma_r dr \quad (22)$$

Подставляя значение σ_r в формулу (22), а затем интегрируя и пренебрегая величинами порядка ε^2 и выше, получим:

$$W_c = 2\pi l \gamma \frac{V_o \cdot t \cdot 2(1 + \varepsilon)}{r_o^2 (2 + \varepsilon)} \quad (23)$$

Так как $W = W_c$, а $\varepsilon = \frac{h}{r_o}$, то коэффициент жёсткости λ будет:

$$\lambda = \frac{EH^3 (\Delta_{c\delta} + \delta) (2r_o + h)}{8 \cdot r_o (r_o - \delta)^2 (\Delta - h) (r_o + h)} \quad (24)$$

На графике (рис. 2) показана зависимость между коэффициентами жёсткости и толщиной сформированного слоя в соединении вал–втулка с посадочным диаметром 40мм и наружным диаметром 80 мм для различных натягов. Возрастание значения λ с увеличением толщины сформированного слоя во всём диапазоне натягов свидетельствует о более высоких физико-механических свойствах используемого покрытия.

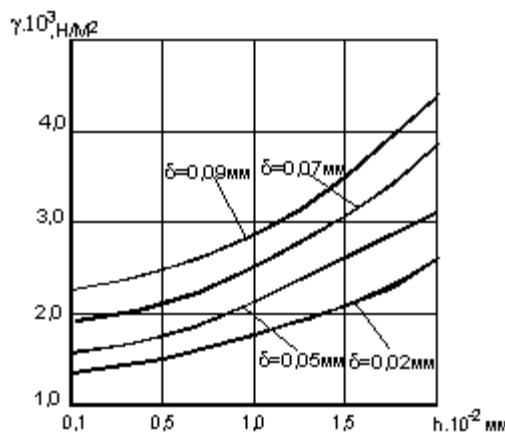


Рис. 2 – График зависимости коэффициента жёсткости от толщины сформированного слоя

Анализ графика показывает, что с увеличением давления на промежуточный слой в соединении его прочностные свойства возрастают.

Зная прочностную характеристику слоя γ и напряжения σ_z , которые находятся интегрированием дифференциальных уравнений равновесия осесимметричного напряжённого состояния с учётом линейных соотношений между деформациями и напряжениями в локальной области, можем найти усилие сдвига F_c по формуле:

$$F_c = \frac{\pi \cdot l^2 \cdot \gamma \cdot \delta (2 + \varepsilon)}{28\varepsilon} [2(1 + \varepsilon)^2 - (2 - \varepsilon)] \quad (25)$$

Для подтверждения полученной зависимости проведена серия экспериментальных исследований по тепловой сборке соединений с натягом с использованием в качестве покрытий различных сочетаний композиционных смесей. С этой целью были собраны несколько партий соединений диаметром посадочной поверхности 40 мм и длиной посадки 60 мм в диапазоне натягов от 0,015 до 0,090 мм. Валы и втулки с наружным диаметром 80 мм изготавливались из нормализованной стали Ст.45 с исходной шероховатостью 1,25 и 2,5. Сборка осуществлялась путём свободного введения вала с нанесённым тонким слоем вязкой композиционной смеси в нагретую до температуры 260 – 280 °С втулку.

После сборки и выдержки в течение нескольких суток проводились испытания прочности соединений путём выпрессовки вала с фиксацией усилия срыва и записью диаграмм.

Выводы

Испытания показали вполне удовлетворительное совпадение усилий срыва, полученных расчётным путём и экспериментально. Незначительное расхождение наблюдалось для композиционных покрытий, включающих порошки мягких и пластичных металлов только в области повышенных натягов с приближением коэффициента жёсткости слоя γ к единице. Однако в связи с тем, что расчётные значения усилия сдвига в этом случае несколько ниже экспериментальных, то полученная зависимость применима для любого диапазона натягов, так как всегда обеспечивает некоторый запас прочности.

Список использованных источников

1. Кравцов М. К. Промежуточные среды в соединениях с натягом : монография / М. К. Кравцов, А. А. Святуха, В. В. Чернов. – Х. : Штрих. 2001. – 200 с.
2. Расчёты на прочность в машиностроении : в 3-х т. / С. Д. Пономарёв, В. А. Бидерман, К. К. Лихарёв [и др.]. – М. : Машгиз, 1956 – Т. 2. – 1958. – 884 с.
Т. 3. – 1959. – 974 с.

Святуха А.А. «Влияние свойств покрытий на прочность соединений с натягом, собранных тепловым методом».

В работе рассматривается принцип определения прочностных характеристик сформированного промежуточного слоя между сопряжёнными поверхностями соединений с натягом, собранных тепловым способом. Приведена методика расчёта прочности скрепления деталей соединений с натягом, собранных с использованием покрытий.

Ключевые слова: сборка, соединения, прочность, тепловой, покрытия, расчёт, свойства, метод.

Святуха А.Я. «Вплив властивостей покрівтів на міцність з'єднань з натягом, зібраних тепловим методом».

У роботі розглядається принцип визначення характеристик міцності сформованого проміжного шару між спряженими поверхнями з'єднань з натягом, зібраних тепловим способом. Наведена методика розрахунку міцності скріплення деталей з'єднань з натягом, які зібрані з використанням покріттів.

Ключові слова: складання, з'єднання, міцність, тепловий, покриття, розрахунок, властивість, метод.

Sviatukha A.A. «The influence of properties of coverings on durability of connections with a tightness, collected by a thermal method».

In this work we offer to consider about the principle of definition of durability's characteristics of a deformed intermediate layer between the interfaced surfaces of connections with a tightness, collected by a thermal method. The technique of calculation of durability of a fastening of details of connections with a tightness, collected by using the coverings is given in this work.

Key words: assembly, connections, durability, thermal, coverings, calculation, properties, a method.

Стаття надійшла до редакції 25 травня 2010 р.

УДК 621.757

ПРОБЛЕМА СОЗДАНИЯ НОРМАТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ РЕМОНТНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

1. Введение

Для эффективного функционирования ремонтного производства необходимо иметь нормативно-технические документы (НТД), которые отражают требования к технологии и оборудованию связанные с конструкцией изделия. Их можно создать на основе типизации изделий и процессов. Инструментами типизации в широком понимании являются классификация и унификация объектов или процессов по признакам, необходимым для решения поставленной задачи. Основным инструментарием в технологиях является классификация изделий, а унификация и типизация – ее следствием.

Ремонтное производство в машиностроении характеризуется жесткой взаимосвязью конструкции, технологии и оборудования для реализации технологии. Так, например, одни и те же соединения с натягом можно разбирать как прессовым методом так и с использованием термовоздействия. Эти два метода кардинально меняют технологический процесс (ТП): разборка при первом методе – выполняется с помощью прессового усилия, а при втором – с усилием равном весу одной из деталей соединения или усилием преодолевающим трение, поскольку разъединение деталей происходит с образованием зазора.

Соответственно, при первом методе используется прессовое оборудование, а при втором – нагревательное или охладительное (или и то и другое одновременно). Изменение, даже незначительное, габаритов соединения часто требует другого по размерам оборудования, а изменение конструкции – оборудования другого типа.

Эта взаимосвязь определяет эффективность ТП по производительности и экономичности, то есть по качественным показателям процесса. Степень соответствия операций, производимых над деталями при разборке, определяет качество получаемого соединения и (или) детали. Поэтому НТД на технологии

разборки соединений, а так же на оборудование, используемое в этих процессах, должны быть тесно взаимосвязаны.

2. Разработка структурно-параметрического принципа для создания НТД ремонтных технологий

Все выше сказанное позволяет предложить принцип построения НТД для ремонтных технологий, на основе анализа структурно-параметрических связей в технологических системах разборки изделий. Для кратности будем называть его структурно-параметрическим принципом.

Рассмотрим сущность структурно – параметрического принципа на примере технологий разборки соединений с натягом, использующей индукционный нагрев. Соединение с натягом – это соединение деталей с упругим контактом. Упругий контакт может осуществляться через промежуточный материал – гальваническое покрытие, полимерную пленку или иную прослойку. Соединения могут быть двух типов: вал с втулкой и втулка с корпусом. Натяг может быть конструкторским или образовываться в процессе эксплуатации изделия.

Разъединение деталей соединения при использовании термического воздействия происходит после образования технологического теплового зазора между поверхностями контакта деталей - их посадочным поверхностям. Тепловой зазор обеспечивается необходимым для данного соединения уровнем и распределением тепловой энергии по нагреваемой детали. Уровень определяет температура нагрева. Ее величина для данной детали должна быть не меньше некоторой минимальной – T_{min} и не превышать некоторого допустимого значения – $[T]$.

T_{min} – это температура, при которой происходит такое расширение посадочной поверхности охватывающей детали, что оно компенсирует натяг соединения и тепловое расширение охватываемой вследствие теплопередачи от охватывающей, а так же образует минимально необходимый демонтажный зазор. Большая величина демонтажного зазора увеличит расход тепловой энергии, которая будет идти на перегрев деталей а, значит и на потери в окружающую среду.

При разборке необходимо, чтобы произошло разъединение деталей в соединении, для этого целесообразно совмещать тепловое и механическое воздействие, чтобы сразу, при образовании минимального зазора между деталями, их разъединить. Однако усилием механического воздействия не должны повреждаться посадочные поверхности детали. Естественным образом это может выполняться, когда в качестве механического воздействия, используют силы гравитации. В этом случае сдвигаемая деталь практически с нулевым зазором будет извлечена из неподвижной.

Для минимизации теплопередачи между деталями температура на посадочной поверхности охватывающей детали (корпуса, втулки), то есть на поверхности ее контакта с охватываемой (осью, валом), должна быть незначительной. В идеальном случае оставаться начальной. Реализовать это требование для охватывающих деталей типа диск с отверстием при толщине стенки 20-40 мм практически невозможно из-за высокой теплопроводности металла.

Минимизация теплопередачи достигается высокой скоростью нагрева охватываемой детали. Быстрый нагрев уменьшает и тепловые потери нагреваемой детали в окружающую среду. Если нагрев охватывающей детали медленный, то есть с большими тепловыми потерями на теплоотвод в охватываемую деталь и среду, то разборка соединения или совсем не осуществляется, или произойдет при температуре T охватывающей детали значительно выше T_{min} . Таким образом, T_{min} гарантирует осуществление разборки соединения при минимальных энергозатратах.

Величина $[T]$ является параметром, определяющим неразрушаемость качества нагреваемой детали по физико-механическим свойствам металла или, если это необходимо, прослойки. Температура нагрева детали под разборку соединения не должна ее превышать.

Неразрушаемость качества разъединяемых элементов изделия и энергоэкономичность, таким образом, обусловлены выполнением температурного условия $[T] \geq T_{min}$.

Следует отметить, что физико-механические свойства конструкционных материалов необратимо начинают изменяться при нагреве до температур выше $(360 - 400)^\circ\text{C}$.

Быстрый, даже импульсный нагрев легко создать с помощью индукционного способа, при котором происходит выделение тепловой энергии в соответствии с законом Джоуля - Ленца. Это значит, что распределение тепловой энергии будет неравномерно и, соответственно, у охватывающей детали температура по наружной поверхности всегда будет выше, чем в срединных слоях металла. Экономии энергии при нагреве деталей типа втулка эта неравномерность не даст. Для деталей ступенчатого профиля с помощью неравномерного нагрева можно существенно сэкономить энергию. Для этого следует нагревать часть детали, например, ступицу. Но здесь, кроме высокого значения температуры наружной нагреваемой поверхности части детали для неразрушения качества детали представляет опасность возникновение недопустимых по величине температурных напряжений.

Поэтому следующим условием неразрушения получаемых деталей является условие сохранения прочности нагреваемой детали при неравномерном нагреве, создающем градиент температур и, следовательно, напряженность в материале.

Это условие представляет собой соотношения:

$$[\sigma_r] < \sigma_{r\ max}; [\sigma_\theta] < \sigma_{\theta\ max},$$

Таким образом энергосбережение и качество операции разборки зависит от режима нагрева, который обеспечивает T_{\min} в охватывающей детали при экономическом распределении тепловой энергии по нагреваемой поверхности и всему материалу деталей. То есть лимитирующим качество деталей разбираемых соединений является температура: минимальное и максимальное ее значения, а также ее распределение по детали, при котором сохраняется прочность материала.

Необходимый уровень температуры определяет диаметр посадки, натяг и материал детали, в соответствие с известной зависимостью

$$T = \frac{N + i}{\alpha d} + T_o.$$

Распределение температур – температурное поле может создаваться постоянным и периодическим действием индуктора, и при этом нагрев может быть полным (вся деталь) или локальным (часть детали – ступица или та часть, под которой находится посадочная поверхность). Длительность нагрева может быть ограничена или неограничена. Определение формы температурного поля, которое обеспечит разборку соединения при допустимых напряжениях, зависит от формы нагреваемой детали – тело вращения типа втулка или несимметричная типа корпус (пластина со смещенным отверстием, эллиптической формы с центральным отверстием втулка, рычаг со ступицей и т.д.).

Таким образом, имеется связь лимитирующих параметров качества с параметрами нагреваемой детали и соединения в целом. При этом, естественно, имеется функциональная связь деталей с самим соединением.

Рассмотрим реализующий технологическую операцию индукционный нагреватель с позиций связи его характеристик с лимитирующими качество параметрами. От вида нагревателя – индуктор охватывает деталь или ее часть, и типа индукционной системы – одно - или многокатушечная, зависит распределение мощности по нагреваемой детали, а значит и форма температурного поля. Как указывалось, на температурное поле влияет так же и временной фактор – когда и как долго производится нагрев. В ИНУ цикл нагрева обеспечивает система управления. То есть имеется прямая связь лимитирующих качество параметров с конструктивными параметрами ИНУ и характером управления нагревом. В то же время длительность нагрева – это фактор, определяющий величину температуры, а ее нужное значение, как было сказано, определяют параметры соединения N , i и D , и параметры детали – ее материал (через коэффициент линейного расширения) Кроме того, от длительности нагрева зависит и производительность ТП.

Все сказанное показывает структурную взаимосвязь параметров лимитирующих качество детали соединения с качеством и производительностью технологической операции разборки, характеристикой

нагревательного оборудования, и между собой. Эту взаимосвязь можно представить в виде схемы рис. 1.

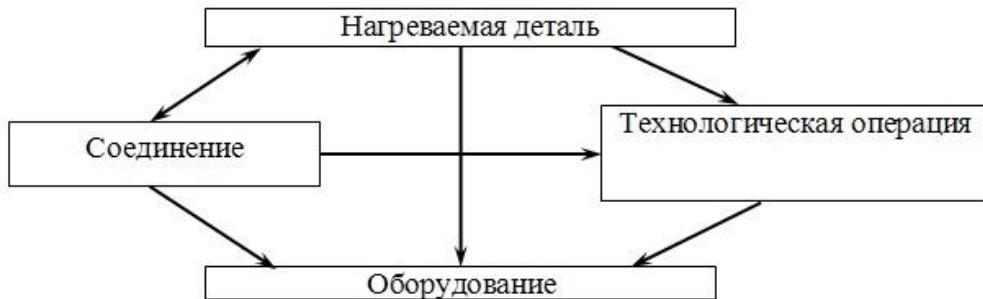


Рис.1 – Схема взаимосвязи нагреваемой детали, соединения, технологической операции и оборудования

Как видно из схемы, имеются прямые и обратные связи между ее компонентами. Такая схема «квадрат» показывает структурно-параметрические связи в технологической системе любого ремонтного производства. Она так же может использоваться для выпускающего (сборочного) производства.

Кроме такой важной характеристики технологии как обеспечение качества получаемых изделий, эта схема позволяет установить связи между параметрами, определяющими производительность и экономичность ТП, то есть двумя важными качественными показателями технологий. Для ТП разборки соединения с использованием нагрева, производительность определяет время нагрева до получения ΔD_b , компенсирующего N и образующего i . Оно зависит от величины N и нагреваемой массы охватывающей детали. Это время связано с мощностью нагревателя. Экономичность же связана с конструкцией нагревателя – соответствие его вида и типа конструкции соединения и детали. Детализация схемы «квадрат», позволит находить наиболее эффективный вариант нагревателя. Она будет выполнена после классификации деталей и соединений, унификации операций разборки и типизации нагревательного оборудования.

Выводы

Таким образом, выявление лимитирующих качество параметров ТП, определяющих расход энергии и производительность процесса, а также определение взаимосвязи между ними, является технической основой для построения совокупности взаимосвязанных документов по изделию, технологии и оборудованию. То есть разработка комплекта нормативной документации должна предшествовать подготовительная работа, состоящая в структурно – параметрическом анализе технологической системы. Она включает: 1) выделение параметров технологических операций, от которых зависят основные технологические показатели – производительность, экономичность и качество изделия или его элементов; 2) установление взаимосвязи операций с параметрами деталей, соединений и оборудованием.

Список использованных источников

1. Зенкин А. С. Сборка неподвижных соединений термическими методами / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев. – М. : Машиностроение, 1987. – 128 с.
2. Лагода А. Н. Классификация соединений, технологических операций и оборудования для построения технологических процессов / А. Н. Лагода, Б. М. Арпентьев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 3/2(21). – С. 74–77.

Лагода А.Н., Павлова А.А. «Проблема создания нормативного обеспечения ремонтных технологий».

Рассмотрены проблемы эффективного функционирования ремонтного производства. Разработан структурно-параметрический принцип для создания НТД ремонтных технологий на примере разборки соединений с натягом.

Ключевые слова: типизация, унификация, классификация, ремонтные технологии, структурно-параметрические связи, технологические системы разборки изделий, параметры качества.

Лагода А.М., Павлова Г.О. «Проблема створення нормативного забезпечення ремонтних технологій».

Розглядили проблеми ефективного функціонування ремонтного виробництва. Розроблений структурно-параметричний принцип для створення НТД ремонтних технологій на прикладі розбирання з'єднань з натягом.

Ключові слова: типізація, уніфікація, класифікація, ремонтні технології, структурно-параметричні зв'язки, технологічні системи розбирання виробів, параметри якості.

Lagoda A.N., Pavlova A.A. «Problem of creation of the normative providing of repair technologies».

The problems of the effective functioning of repair production are considered. Structural-parametric principle is developed for creation of NTD of repair technologies on the example of sorting out of connections with strength.

Key words: typization, standardization, classification, repair technologies, structural parametric connections, technological systems of sorting out of wares, parameters of quality.

Стаття надійшла до редакції 14 травня 2010 р.

УДК 621.792.8

©Святуха А.А., Бережной А.А., Безуглый К.С.

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА СОПРЯГАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ, СОБРАННЫМИ ТЕПЛОВЫМ МЕТОДОМ С РАЗЛИЧНЫМИ ПОКРЫТИЯМИ

1. Постановка проблемы

Во многих случаях сопряжённые с натягом детали изготавливаются из разнородных материалов. Большое распространение в машиностроении получили соединения из стальной охватываемой детали (вала) и чугунной охватывающей (втулка). Значение коэффициента трения в этих соединениях существенно зависит от строения и количества свободного графита в чугуне. Как известно из структуры строения графита [1] атомы углерода располагаются в нём в виде параллельных плоских слоёв, которые отстоят друг от друга на расстоянии 3,40А. При этом атомы углерода в каждой плоскости располагаются в правильный гексагональный ряд с расстоянием между собой равным 1,42А. Прочность связи атомов каждого слоя намного больше прочности связи атомов между соседними слоями. Эта особенность строения графита позволила выдвинуть на основании открытия В.Брега [2] так называемую структурную теорию, объясняющую смазывающую способность графита относительно малой механической прочностью связи между атомами слоёв. Происходящее при трении скольжение графита вдоль этих слоёв способствует значительному уменьшению фрикционности сопряжённых деталей. Этим во многом и объясняется более низкий коэффициент трения для соединений стальной вал–чугунная втулка по сравнению с аналогичными соединениями стальной вал–стальная втулка. Причём с увеличением контактных давлений в соединении коэффициент трения несколько уменьшается.

В связи с этим прочность соединений с чугунной охватывающей деталью, собранных тепловым методом без покрытий в 3-3,5 раза ниже аналогичных соединений со стальной охватывающей деталью. Поэтому повышение несущей способности указанных соединений является необходимым условием надёжной и безопасной работы узла.

2. Изложение основного материала

Для повышения прочности соединений с натягом стальной вал–чугунная втулка исследовались различные вязкие композитные покрытия из мелкодисперсных порошков в глицерине, а также покрытия на основе раствора жидкого стекла.

Для сравнительной оценки прочности скрепления деталей при тепловой сборке использовались образцы, форма и размеры которых представлены на рис. 1.

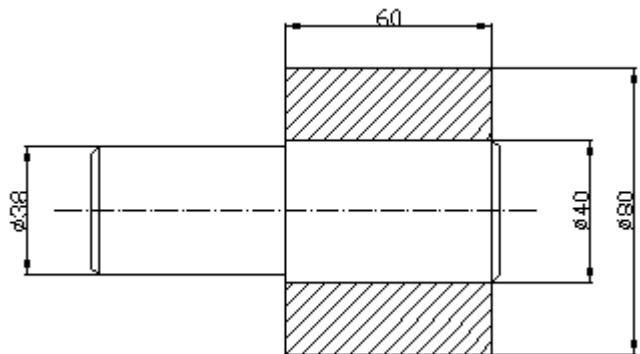


Рис. 1 – Образцы для проведения сравнительных испытаний

Материалы валов испытуемых образцов изготовлены из нормализованной стали 45; втулки – из высокопрочного чугуна марки ВЧ 42-12. Исходная шероховатость сопрягаемых поверхностей деталей $R_a=2,5$. В качестве покрытий вала использовались композитная смесь из мелкодисперсных металлических порошков алюминия и меди, разведённых в глицерине в соотношении 1:0,12:0,12 [3], а также покрытие на основе раствора жидкого стекла [4]. Натяги в соединениях для всех образцов составляли $\delta = 0,035\text{мм}$. Температура нагрева втулок находилась в пределах 250 – 300°C. Расчёт температуры осуществлялся по формуле:

$$T = \frac{\delta + h + \Delta_{c\delta}}{\alpha.d} + T_o^0 C,$$

где δ – натяг в соединении, мм;

h – толщина покрытия, принимая равной удвоенному размеру части металлических порошков смеси;

$\Delta_{\text{сб}}$ – сборочный зазор, определяемый зависимостью $0,01\sqrt{d}$, где d – диаметр сопряжения, мм;

α – коэффициент линейного расширения $(12,1-13,6)\cdot 10^{-6}$;

T_0 – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$.

Покрытия наносились на вал непосредственно перед сборкой его с нагретой втулкой. Распрессовка соединений производилась после естественного охлаждения их до температуры окружающей среды с записью диаграммы.

Диаграммы распрессовок и графики прочности соединений с некоторыми покрытиями приведены на рис. 2.

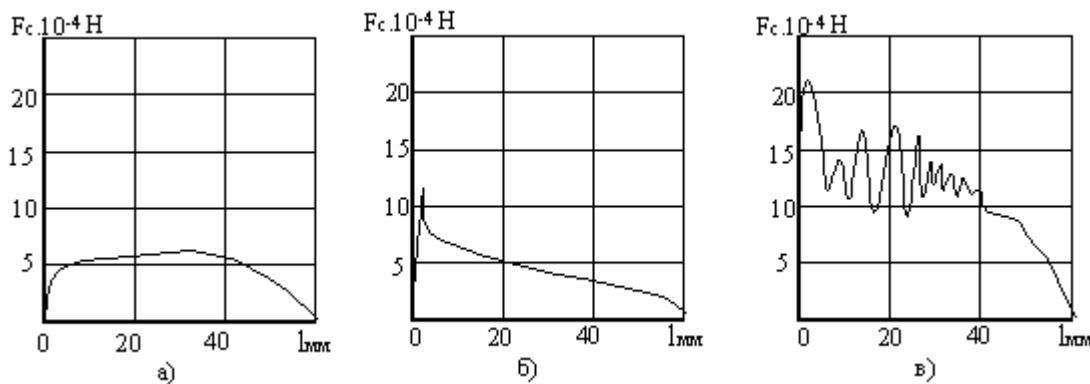


Рис. 2 – Диаграммы распрессовок соединений стальной вал–чугунная втулка, собранных с различными покрытиями: а) без покрытия; б) глицерин + Al + Cu; в) покрытие на основе раствора жидкого стекла

Из анализа диаграмм следует, что композитная смесь глицерина с мелкодисперсными порошками алюминия и меди позволяет повысить прочность скрепления деталей в 1,4-1,8 раза по сравнению с обычными тепловыми без покрытия. При этом после распрессовки соединения с такими покрытиями не наблюдалось на посадочных поверхностях сопряжённых деталей каких-либо повреждений (задиры, риски, царапины), что позволяет использовать распрессованные детали повторно без дополнительной обработки. К тому же повторную сборку можно производить без нанесения покрытия. Это связано с тем, что после распрессовки на посадочных поверхностях в результате фрикционного осаждения внедрённых в микронеровности пластичных компонентов покрытия существенно увеличивается площадь

контакта поверхностей, которая является одним из главных параметров прочности скрепления деталей соединённых с натягом.

При повторной тепловой сборке соединений из распрессованных деталей и последующей распрессовки усилие срыва практически не уменьшилось по сравнению с первой распрессовкой.

После распрессовки соединений, собранных тепловым методом без покрытий посадочные поверхности имели глубокие задиры, приводящие в негодность обе детали распрессованного соединения.

Значительное повышение прочности скрепления деталей наблюдается в соединениях, где в качестве покрытий вала при тепловой сборке использовался раствор жидкого стекла, обладающий после застывания высоким коэффициентом трения порядка 0,9. Помимо высокого коэффициента трения жидкое стекло обладает хорошей текучестью и способностью несколько увеличиваться в объёме при застывании (кристаллизации). Проникая во все микропустоты затвердевшее стекло может разрывать окисные плёнки, вызывая при взаимном давлении сопряжённых поверхностей втулки и вала холодную микросварку по вершинам шероховатостей. Сочетание высокого коэффициента трения с наличием мостиков микросварки создаёт прочную связь между сопряжёнными с натягом деталями.

Из графиков усилий срыва (рис. 2, в) видно, что прочность с таким покрытием в 4,2 раза выше прочности обычных тепловым без покрытий и в 2,1 раза выше чем с покрытием композитной смесью. При этом повреждения посадочных поверхностей деталей значительно меньше, чем в соединениях собранных без покрытий. Это можно объяснить тем, что образующаяся тонкая плёнка кремнезёма, в случае применения раствора жидкого стекла, внедряясь в поверхность чугунной втулки, образует своего рода наждачный инструмент, который несмотря на значительную фрикционность не повреждает сопрягаемые поверхности, а как бы шаржирует их.

Кроме глицерина представляет интерес использование в качестве связующего материала мелкодисперсных порошков полиметилсиликсановой жидкости типа ПМС-60 ГОСТ 13032-67, которая представляет собой смесь полимеров линейного и

разветвленного строения, содержащих 35,5-38,5% растворённого кремния. Коллоидный раствор кремния в ПМС увеличивает коэффициент трения между сопряжёнными поверхностями деталей соединений с натягом, обуславливая, тем самым, возможность повышения их статической прочности.

С этой связующей жидкостью использовались мелкодисперсные металлические порошки меди и алюминия, а также однокомпонентные порошки никеля Ni, окиси титана TiO_2 .

Сравнительные результаты усилий срыва на прочность соединений в зависимости от натяга, собранных тепловым методом с различными покрытиями, где в качестве охватываемой детали был стальной вал, а в качестве охватывающей чугунная втулка представлены на графике (рис. 3).

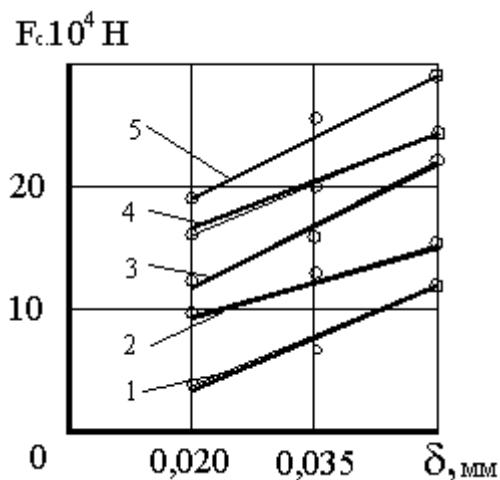


Рис. 3 – изменения усилия срыва от натяга для соединений стальной вал–чугунная втулка с различными покрытиями: 1) – тепловые без покрытия; 2) – тепловые с покрытием глицерин+Cu+Al; 3) – тепловые с покрытием ПМС+ TiO_2 ; 4) – тепловые с покрытием ПМС+Ni; 5) – тепловые с покрытием раствором жидкого стекла

Выводы

Предложенные вязкие композитные покрытия для соединений с натягом стальной вал–чугунная втулка, собираемые тепловым методом оказывают существенное влияние на повышение прочности и качества собранных соединений по сравнению с обычными тепловыми без покрытий. При этом в

зависимости от материала мелкодисперсных порошков и связующего материала можно получать соединения с необходимыми эксплуатационными свойствами.

Для соединений, требующих периодической разборки наиболее оптимальным является покрытие на основе глицерина включающее мелкодисперсные порошки меди и алюминия. Использование такого покрытия позволяет повысить прочность в 1,7-1,9 раза против обычных тепловых и сохранить после распрессовки высокое качество сопряжённых поверхностей деталей пригодных для повторного использования. Для соединений, главным условием которых является высокая прочность может быть использовано покрытие на основе раствора жидкого стекла.

Список использованных источников

1. Буден Ф. П. Трение и смазка твёрдых тел / Ф. П. Буден, Д. Тейбор. – М. : Машиностроение, 1968. – 543с.
2. Bragg W. Introduction to Crystal Analysis / W. Bragg. – London : Bell & Sons, 1948. – 64 р.
3. А.с. 474421 СССР, МПК⁶ В 23 Р 11/02. Способ соединения деталей / Г. Я. Андреев, А. А. Святуха, В. А. Белостоцкий (СССР); Укр. заоч. политехн. ин-т. – № 1904143/25-27 ; заявл. 30.03.73 ; опубл. 25.06.75, Бюл. № 23. – 2 с.
4. А. с. 1232453 СССР, МПК⁶ В 23 Р 11/02. Способ сборки деталей с натягом / А. А. Святуха, М. К. Кравцов, В. А. Любов (СССР) ; Укр. заоч. политехн. ин-т ; опубл. в Б.И. 1984, №19.

Святуха А.А., Бережной А.А., Безуглый К.С. «Влияние материала сопрягаемых деталей на прочность соединений с натягом, собранных тепловым методом с различными покрытиями».

В работе рассмотрены вопросы обеспечения прочности соединений с натягом, детали которых имеют различные материалы и собраны тепловым способом с применением в качестве покрытий охватываемой детали различных вязких композитных смесей.

Ключевые слова: сборка, соединения, прочность, тепловой, покрытия, свойства, метод.

Святуха А.Я., Бережний О.О., Безуглій К.С «Вплив матеріалу спряжених деталей на міцність з'єднань з натягом, які зібрані тепловим способом із різними покриттями».

У роботі розглянуті питання забезпечення міцності з'єднань з натягом, деталі яких мають різні матеріали та зібрані тепловим способом із застосуванням покріттів охоплюваної деталі у вигляді різних композитних сумішей.

Ключові слова: складання, з'єднання, міцність, тепловий, покриття, властивості, метод.

Sviatukha A.A., Beregnoy A.A., Bezugliy K.S. “Influence of a material of interflowing details on durability of connections with a tightness, collected by a thermal method with various coverings”.

In work questions of maintenance of durability of connections with a tightness which details have various materials and collected by thermal way with application as coverings of a covered detail of various viscous composit mixes.

Key words: assembly, connections, durability, thermal, coverings, properties, a method.

Стаття надійшла до редакції 21 квітня 2010 р.

УДК 621.914

©Криворучко О.В., Островський О.С.

ВЕРИФІКАТОР NC - ПРОГРАМ

Конкурентоспроможність і якість продукції машинобудування напряму залежить від ефективності організації конструкторсько-технологічної підготовки виробництва та засобів її автоматизації. Використання автоматизованих систем програмування обладнання з числовим програмним керуванням (ЧПК) або САМ-систем є невід'ємною складовою сучасного виробництва.

1. Постановка проблеми

На практиці керуючі програми (КП) або NC-програми для верстатів з ЧПК з'являються з самих різних джерел. Це можуть бути, наприклад, повномасштабні системи, що генерують програми на основі 3D моделей і забезпечують зв'язок програми з моделлю. Іншим джерелом програм продовжує залишатися ручне програмування і виправлення програм, отриманих за допомогою тієї або іншої САМ системи. Жоден із способів створення КП не гарантує здобуття результату, вільного від помилок. Процес відладки і перевірки КП безпосередньо на верстатах з ЧПК часто наводить до псування інструменту, заготівки і притискних пристосувань і, як наслідок, до великих втрат часу і ресурсів.

Незначний час, витрачений на перевірку керуючої програми до її передачі в цех, може зберегти дороге устаткування, оснащення і інструмент. Тому серед програмних засобів обов'язково повинні бути модулі попереднього віртуального контролю процесу обробки або верифікатори NC – програм.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

У зв'язку з істотним зниженням вартості, розширенням функціональних можливостей апаратного забезпечення для комп'ютерної візуалізації останнім часом намітилася тенденція до використання програмних засобів контролю якості КП – швидшої і ефективнішої альтернативи попереднього виготовлення зразків з м'яких матеріалів (наприклад, пінопласту або дерева). Програмні інструменти верифікації надають засоби для перевірки траєкторії руху

інструменту в NC-програмах до її відправки на верстат [1]. Такий метод практично повністю унеможливлює аварійні відмови верстата та псування заготовок, що обумовлені програмними похибками. Програмне забезпечення може гарантувати, що перша отримана деталь буде правильною. Використання верифікаторів забезпечує істотну економію матеріалів, витрат робочої сили і робочого ресурсу дорогоого устаткування [2].

Як показує практика, найефективнішими програмними засобами, вживаними в області підготовки виробництва на верстатах ЧПК, на сьогоднішній день є програми імітації процесу обробки. Таке програмне забезпечення, використовуючи КП, представлену в кодах конкретного устаткування з ЧПК, в одному із стандартних форматів, забезпечує динамічну візуалізацію процесу обробки виробу на екрані монітора комп'ютера. Жодні інші програмні засоби не дають такого скорочення витрат, підвищення якості і збільшення продуктивності на виробництві при використанні верстаті з ЧПК.

У сучасних САМ системах проектування обробки ведеться по тривимірних моделях виробу і сама процедура візуалізації базується на використанні тривимірної графіки. Тому для забезпечення високої якості зображення і сумісності важливий вибір програмного інтерфейсу. Наприклад, програмний модуль контролю якості програм трьохосової фрезерної обробки, що входить до складу системи геометричного моделювання і програмування для верстатів з ЧПК Гемма-3D, базується на розповсюдженому сучасному графічному стандарті OpenGL [3].

На перший погляд може здатися, що контроль коду керуючої програми може бути здійснений повністю, якщо є можливість точно змоделювати результат видалення матеріалу ріжучим інструментом і порівняти цей результат з моделлю деталі, яку необхідно виготовити, тобто виконати операції, які прийнято називати симуляцією і верифікацією. Цілий ряд програмних продуктів, призначених для контролю КП, концентрують свою увагу саме на цих можливостях. Проте практика показує, що часто цього виявляється недостатньо. Перевірити, чи правильно здійснюється підхід до контуру і відхід

від нього, врізування та ін. користуючись лише симуляцією виявляється дуже не просто.

Для забезпечення досить повного контролю керуючої програми, необхідно мати не лише засоби симуляції, побудовані на використанні 3D моделей, але й інструментарій роботи з траєкторією руху інструменту і текстом програми. При цьому програмні засоби повинні ґрунтуватися на сучасних стандартах, мати можливість адаптації до конкретних умов і бути максимально простими у використанні. Всі ці засоби реалізовані в пакеті CNCEditor, призначенному для контролю NC-програм.

3. Реалізація та основні можливості CNCEditor

CNCEditor являє собою візуалізатор руху різального інструменту та обладнання. За допомогою цієї системи стає можливим здійснювати введення керуючих програм, їх синтаксичний контроль і веріфікацію для фрезерних, свердлильних станків із системою ЧПК FANUC2i.

Основні функції програми:

- аналіз керуючої програми, у процесі якого здійснюються синтаксичний контроль кадрів КП, а також перевірка погодженості значень параметрів і їхньої коректності;
- виконання й відображення керуючої програми, при яких виробляється промальовування траєкторії інструмента й вивід поточних параметрів обробки;
- покрокове виконання КП дає інформацію щодо логіки роботи програми: переміщення маркера відслідковує запрограмовані повтори, переходи в підпрограми й т.і.

За допомогою зазначених функцій контроль усього процесу обробки деталі здійснюється досить легко й швидко. Під час симуляції обробки поточний стан заготовки не змінюється, тобто не відбувається динамічне зняття матеріалу. Тому користувач може в будь-який момент припинити роботу КП, перемістити або повернути модель заготовки для більш наочного подання або виконати інші дії з аналізу, а потім відновити обробку з поточного кадру.

Під час симуляції на екран можна вивести будь-яку інформацію про хід обробки. У найважливіших або в підозрілих місцях траєкторія інструмента може бути виведена на екран у вигляді ліній з одночасним відображенням тексту КП.

CNCEditor надає можливості для побудови віртуальних моделей верстатів, що дозволяють імітувати кінематику руху робочих органів верстата при обробці та здійснювати безперервний контроль зіткнень. Модель верстата може бути побудована з будь-яким ступенем деталізації, наскільки дозволяє потужність комп’ютера.

Ці засоби корисні й у процесі навчання спеціалістів у галузі ЧПК, тому що набагато безпечніше й дешевше тренуватися на віртуальному верстаті не припиняючи хід виробничого процесу й без ризику надзвичайних ситуацій. Зараз програма використовується при викладанні курсу «Проектування і програмування обробки на верстатах з ЧПК».

У стандартну установку CNCEditor включена бібліотека моделей верстатів зі стійками FANUC2i різних виробників, зокрема: Twinhor, Dixi, Fadal, HAAS, Leadwell.

Інтерфейс програми реалізований на основі комплексного підходу. Графічний інтерфейс програми використовує:

- меню – користувач забезпечений набором опцій і керує системою, вибираючи необхідні пункти;
- діалоги – комп’ютер задає питання, а користувач відповідає (чи навпаки);
- форми – користувач заповнює форми, вводячи дані в необхідні поля;
- пряме маніпулювання – користувач керує об’єктами на екрані за допомогою пристрою маніпулювання, типу «миша».

Основне вікно програми зображено на рис. 1.

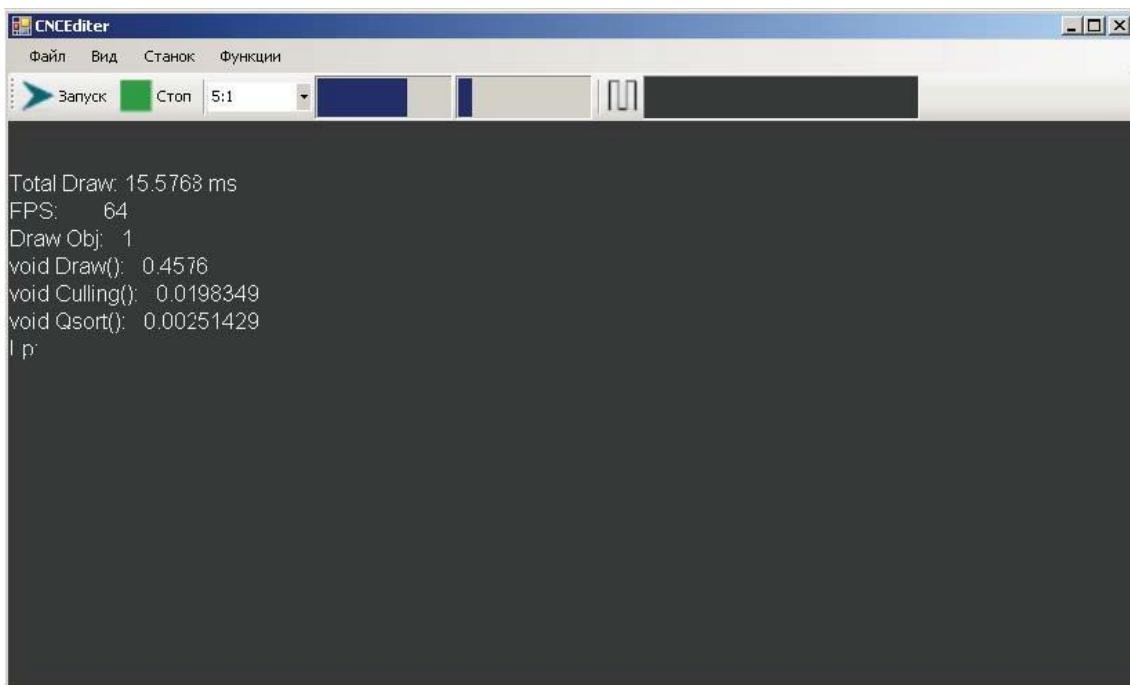


Рис. 1 – Основне вікно програми

Окрім стандартних операцій з проектом за допомогою основного меню програми є можливість маніпулювати камерою у просторі; підключати керуючу програму для обробки деталі, налагоджувати різальний інструмент, добавляти об'єкти до станка і сцени, застосовувати покадровий ввід та ін.

Для визначення форми вузлів верстата, заготівки й технологічного оснащення програма підтримує найпростіші функції моделювання побудови циліндрів переміщення, обертання об'єктів і блоків. Для моделей більше складної форми існує можливість імпорту з 3ds файлів.

Геометричні параметри інструменту, що застосовуються, можуть задаватися різними способами. Для стандартного інструмента ріжуча частина задається введенням значень параметрів, для нестандартного інструмента виробляється імпорт моделі з автоматичним визначенням її розмірів. Наприклад, діалоговому вікні «Інструмент» рис. 2. задається геометрія стандартного інструмента. За допомогою цього вікна можна задати будь-яку форму фрези.

По завершенні процесу підготовки, тобто після загрузки об'єктів станка, прив'язки осей та орієнтації у просторі можна виконати «Запуск» (див. рис. 1)

процесу візуалізації.

Середовище розробки. Програма була розроблена й скомпільована за допомогою пакета Microsoft Visual Studio C++ 2008. Компоненти графічного інтерфейсу взяті з бібліотеки NetFramework 3.5 від Microsoft. Завдяки цьому розмір програми складає всього 1.2 Мб. Комерційна графічна бібліотека TaoFramework (OpenGL) версії 2.4 була взята за основу візуалізації процесу обробки.

Вимоги до апаратного забезпечення: комп'ютер типу IBM PC з процесором Pentium 3 чи більш потужний; оперативна пам'ять – не менш 512 Мб; вільний дисковий простір – від 10 Мб; монітор з оптичним дозволом не менш 800x600 пікселів; операційна система – Windows XP.

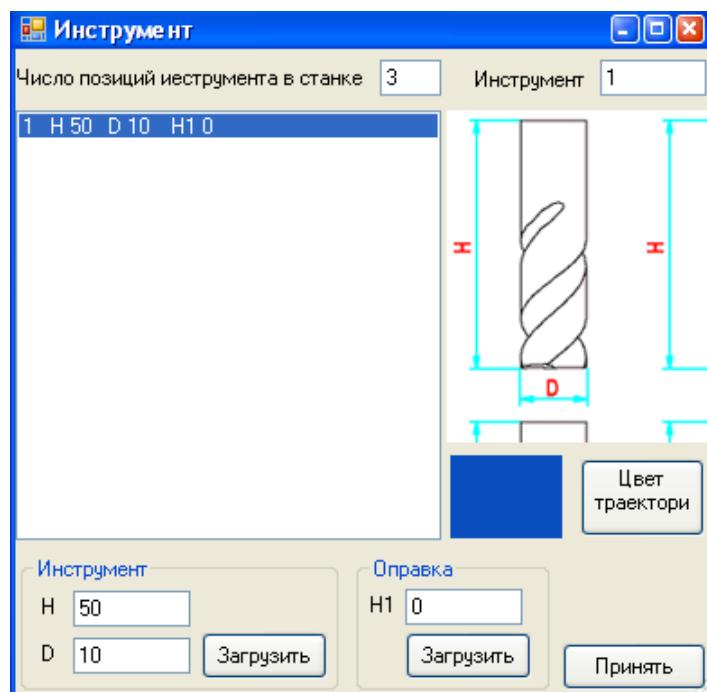


Рис. 2 – Вибір параметрів інструменту

Завдяки використанню бібліотек, що є практично стандартом та невеликому розміру програми, установка програми на та її виконання проходить дуже швидко.

Висновки

Процедура перевірки керуючих програм, що повинна проводитись у

стислі строки та з максимальною ефективністю, накладає певні вимоги на можливості програм-верифікаторів. Це стосується можливостей багатовимірної симуляції, верифікації, можливостями роботи з траекторією інструмента та ін.

У рамках виконання магістерської роботи на кафедрі Інтегрованих технологій в машинобудуванні УПА Криворучко О.В. розроблено верифікатор NC- програм CNCEditor. Невибагливість програми, можливість настройки її під конкретне обладнання, простий та зрозумілий інтерфейс вигідно відрізняють верифікатор від відомих аналогів. Ця робота є продовженням циклу робіт, що пов'язані з візуалізацією виробничих та навчальних процесів [4].

Наведені можливості верифікатора CNCEditor сприяють його успішному використанню при розробці КП та виготовленні деталей на верстатах з ЧПК, при підготовці фахівців в цій галузі.

Список використаних джерел

1. Марыныч Р. В. Проектирование управляющих программ для станков ЧПУ в CAD/CAM-системе Mastercam / Р. В. Марыныч // Оборудование и инструмент для профессионалов. Сер. Металлообработка. – 2008. -№ 2. – С. 136–139.
2. Werner J. The Case For Verifying And Optimizing Tool Paths [Electron resours] / J. Werner. – Режим доступа : <http://www.sapr2000.ru/pressa3.html>.
3. Гуревич А. Визуализация трехосевой фрезерной обработки в системе ГeМMa-3D / А. Гуревич // САПР и графика. – 2002. – №1. – С. 64–65.
4. Визуализация обучения управлению качеством / В. Г. Сургай, О. С. Уварова, Г. М. Трищ, О. С. Островский // Проблеми інж.-пед. освіти : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2006. – Вип. 14-15. – С. 171–179.

Криворучко А.В., Островский О.С. “Верификатор NC – программ”.

При программировании обработки на станках с ЧПУ очень важно оценить корректность управляющей программы еще до передачи ее на станок. В статье рассмотрены особенности программы-верификатора CNCEditor и ее

возможности относительно анализа и выполнения управляющей программы, 3D симуляции процесса обработки, отображения траектории инструмента и текущих параметров обработки, а также по использованию программы в учебных целях.

Ключевые слова: ЧПУ, верификация, 3D, CAM, УП, визуализация, симуляция, обработка, программирование.

Криворучко О.В., Островський О.С. “Верифікатор NC – програм”.

При програмуванні обробки на верстатах з ЧПК дуже важливо оцінити коректність керуючої програми ще до передачі її на верстат. У статті розглянуто особливості програми-верифікатора CNCEditor та її можливості програми щодо аналізу і виконання керуючої програми, 3D симуляція процесу обробки, відображення траекторії інструмента й поточних параметрів обробки та використанню програми у навчальних цілях.

Ключові слова: ЧПК, верифікація, 3D, CAM, КП, візуалізація, симуляція, обробка, програмування.

Krivoruchko A.V., Ostrovskiy O.S. “NC – editor”.

At the use of NC it is very important to estimate correctness of control program yet to the transmission on a machine-tool. In the article considered program-verifying CNCEditor, control program analysis and implementation, treatment process 3D simulations, instrument trajectory reflections and also the using this program in the education.

Key words: NC, NC–Editor, verification, 3D, CAM, visualization, simulation, treatment, programming.

Стаття надійшла до редакції 2 червня 2010 р.

УДК 621.921

©Шелкунова Н.Л.

НАУЧНАЯ ШКОЛА ИНТЕГРИРОВАННЫХ ПРОЦЕССОВ И ИНТЕНСИФИКАЦИИ ИНДУКЦИОННО – ТЕПЛОВОЙ СБОРКИ И РАЗБОРКИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ИЗДЕЛИЙ

1. Постановка проблемы

100 лет назад родился ректор (1910 – 1978) Украинского заочного политехнического института Георгий Яковлевич Андреев.

Научная школа Украинского заочного политехнического института (ныне Украинская инженерно – педагогическая академия) уже давно стала важной составляющей не только отечественной науки, но и науки содружества независимых государств (СНГ).

Ее зарождение, становление и развитие имеет свою историю, свою хронологию и свои имена.

По-настоящему она развивается, находит широкое промышленное применение и воплощение в трудах учеников и последователей лишь тогда, когда ее возглавляет личность, талантливая, высокообразованная, обладающая практическим опытом, способная создать коллектив единомышленников и направить его усилия на решение важнейших народнохозяйственных задач.

Именно такой личностью был Георгий Яковлевич Андреев – доктор технических наук, профессор, заслуженный работник Высшей школы Украины, специалист в области технологии машиностроения, специализировавшийся на создании комплекса технологий и оборудования для индукционно-тепловой сборки – разборки соединений с гарантированным натягом.

2. Основной материал

Андреев Георгий Яковлевич родился 30 апреля 1910 года в с. Лавровка Шульгинского района Тамбовской губернии в многодетной крестьянской семье. В семье было пять братьев и сестра. Отец умер очень рано, в 1914 году. До 13 лет Георгий жил в деревне, а затем в 1923 году его старший брат, Василий Яковлевич, командир эскадрона Красного Козачества, увез его в Изъяславль Волынской

губернии, где он трудился в кустарной мастерской, выполняя самую разную работу (был молотобойцем, учеником слесаря). Молодой и любознательный Георгий постоянно стремился получать все новые и новые знания, обучаясь в школе и зимой и летом, что дало ему возможность, проходить за год два класса.

В 1926 году Георгий Яковлевич переехал в Луганск и поступил на паровозостроительный завод учеником слесаря. Жил в созданной при заводе коммуне рабочей молодежи, работал слесарем. Без отрыва от производства учился в вечерней школе, затем в вечернем рабочем университете (рабфаке), а с 1929 года – на подготовительных курсах Луганского вечернего машиностроительного института, который в 1933 г. объединился с Харьковским механико-машиностроительным институтом. Его становлению как инженера в значительной мере способствовала работа и дружба с опытными мастерами, инженерами старой закалки, которые привили ему любовь к технике, инженерному делу, пробудили жажду творчества, познания, чувство ответственности при выполнении любой работы.

Г.Я. Андреев прошел большую школу производства, наложившую отпечаток на всю его дальнейшую научно-педагогическую деятельность.

Все выполняемые им лично и его учениками работы были направлены на решение конкретных научно-практических проблем по созданию нужных стране изделий народнохозяйственного и специального назначения.

Организаторские способности Георгия Яковлевича проявились очень рано. Еще, будучи студентом четвертого курса вечернего института, он был назначен на должность Заместителя директора завода по новой технике, где он проявил себя с самой лучшей стороны.

С конца 1933 года он был назначен начальником пролета, в котором изготавливали буксы для колес и колесные пары для паровозов. Так началась инженерная деятельность Георгия Яковлевича, которая в дальнейшем сыграла важную роль в его становлении как ученого. Молодой инженер проявлял творческий подход при решении сложных технических вопросов при создании мощных товарных магистральных паровозов серии ФД и пассажирских – серии ИС.

В августе 1942 года Андреев Г.Я. был назначен главным инженером Коломенского машиностроительного завода, а с 1943 по 1946 год директором этого же завода, основной продукцией которого были танки.

За создание и выпуск новых паровозов серии Л (первый паровоз имел название «Победа») и многих видов военной продукции Георгий Яковлевич был награжден орденами Ленина, Трудового Красного знамени и Красной звезды. Коллектив завода три раза завоевывал переходящее Красное Знамя Государственного Комитета Обороны. В июле 1944 года коллективу завода за успешное выполнение заданий Правительства по выпуску металлургического оборудования и боеприпасов был вручен орден Трудового Красного Знамени.

Еще до окончания Отечественной войны на заводе в короткие сроки под его руководством было организовано производство мирной продукции для восстановления, разрушенного народного хозяйства, в частности выпуск первой шахтной подъемной машины для Донбасса, а также производство металлических тюбингов для возобновленного строительства московского метрополитена, отремонтирована вращающаяся сцена МХАТ.

С 1950 года научно-педагогическая деятельность Г.Я. Андреева связана с работой в ВУЗах г. Харькова.

В 1950-1953 гг. – доцент Харьковского инженерно-экономического института, в 1954-1957 гг. – зав. кафедрой технологии горного машиностроения, декан электромашиностроительного факультета, в 1957-1964 гг. - проректор по научной работе и зав. кафедрой технологии горного машиностроения Харьковского института горного машиностроения, автоматики и вычислительной техники. Работая деканом, заведующим кафедрой, проректором вуза и наконец, ректором, сделал многое для улучшения учебного процесса. Там, где он появлялся в любой ипостаси, работа и дела начинали «кипеть». Будучи назначенным, на должность ректора Украинского заочного политехнического института, Георгий Яковлевич поднял статус второстепенного учебного заведения до известного во всей стране и за рубежом ВУЗа. Георгий Яковлевич Андреев создал научную школу, на базе которой защищены 24 кандидатских и три докторские диссертации.

В 1962 г. Г.Я.Андреев утвержден в ученом звании профессора, в 1966 г. защитил докторскую диссертацию. В 1961 г. за заслуги в подготовке специалистов и развитие науки награжден медалью «За трудовую доблесть». За разработку машин и технологии в 1963 г., 1964 г., 1973 г. награждался ВДНХ золотыми медалями, в 1972 г. – серебряной. Среди удостоенных наградами направлений: исследование и разработка автоматической линии тепловой сборки вагонных колесных пар для Уралвагонзавода; разработка установки для изготовления стеклопластиковых труб.

С 1964 по 1978 гг. Г.Я.Андреев – ректор Украинского заочного политехнического института, профессор кафедры технологии машиностроения, научный руководитель Лаборатории автоматизации технологических процессов в машиностроении и Лаборатории Новых материалов МВССО УССР.

Без преувеличения можно отметить, что его приход в УЗПИ стал началом становления этого вуза. Коренная перестройка учебно-лабораторной и административно-хозяйственной базы, создание прочной научно-исследовательской базы, организация учебного процесса на принципиально новой прогрессивной основе, укрепление организационных основ деятельности и, особенно кадрового потенциала позволили за короткий период поднять престиж учебного заведения, положительно сказалось на качестве подготовки инженерных кадров. В этот же период по инициативе ректора Г.Я. Андреева решился вопрос об открытии в институте подготовки инженеров-педагогов по дневной форме обучения.

Для проведения занятий со студентами были привлечены ведущие специалисты предприятий, организовано проведение лабораторных работ на современном оборудовании и приборной базе передовых предприятий.

Под руководством Георгия Яковлевича к 1978 году объем научных исследований возрос до 3,3 млн. рублей, а численность научных работников - до 250 человек, причем процент ученых со степенями и званиями достиг – 20 человек. Особое внимание уделяется привлечению к научным исследованиям профессорско-преподавательского состава. В 1978 году примерно 240-250 преподавателей или 58-62% участвует в научных исследованиях на условиях

штатного совместительства, что являлось одним из наивысших показателей среди вузов Украины. Большое внимание уделялось уровню научных исследований, т.е. договорам, выполняемым по планам международного сотрудничества и государственного развития, планам отраслевых министерств. Количество таких договоров по годам колебалось в пределах 40-70%.

Развитие научных исследований привело к заметному росту интереса к институту со стороны отдельных отраслей промышленности и промышленных ведомств. Начинается активная работа по укреплению связей с отраслями, что привело, в конечном счете, к созданию целого ряда отраслевых лабораторий.

С 1969 по 1978 год в академии создается сеть отраслевых лабораторий шестью отраслевыми Министерствами СССР и УССР. До 30% объемов научных исследований выполнялось именно этими отраслевыми лабораториями.

Широка была география этих исследований. Хозяйственные договора заключались с промышленными предприятиями Львова, Ивано-Франковска, Петропавловска-Камчатского, Советской Гавани, Норильска, Североморска, Ленинграда, Москвы, Ташкента и других городов.

Научный руководитель Лабораторий профессор Г.Я. Андреев, будучи неординарной личностью, в научном мире, сочетал научную интуицию с умением решать сложные технические проблемы.

Всесторонне исследовались сборочные и разборочные процессы в машиностроении на основе индукционного нагрева токами промышленной частоты, автоматизировались технологические процессы путем использования электромагнитной сборки, изучались физические аспекты взаимодействия деталей в процессе тепловой сборки с целью существенного повышения прочности соединения. И эта задача была решена двумя способами: 1) с помощью тлеющего электрического разряда, 2) нанесением на поверхность вала жидкого стекла перед его сборкой с нагретой втулкой. Такая сборка была впоследствии применена для получения сверхпрочных соединений, работающих при больших статических и динамических нагрузках. Несмотря на занятость, ректор Г.Я. Андреев один день в неделю выделял для непосредственной работы с сотрудниками Лабораторий.

Сфера научных интересов лаборатории, выбранных самим Г.Я. Андреевым в начале его творческой деятельности, включала исследования индукционно-тепловых способов сборки и разборки соединений с натягом, причем разрабатывались взаимосвязано технологические процессы выполнения этих операций и оборудование для их реализации. Исследования проводились на стыке нескольких фундаментальных наук: теории упругости, электротехники, электромагнетизма, технологии машиностроения».

Особое внимание Г.Я. Андреев уделял молодым специалистам, своим аспирантам, причем не приглашал их на готовое, а предлагал работать в новых направлениях. Такими молодыми специалистами стали и Н.К. Резниченко, Б.М. Арпентьев, И.Ф. Малицкий и др.

«Наблюдательность – ваш главный инструмент», «научитесь наблюдать – научитесь и осмысливать» – говорил Г.Я. Андреев. Возможно, эти принципы и были залогом успеха Г.Я.Андреева и его школы. Результаты НИР этой школы внедрялись в производство на просторах СССР от Калининграда до Сахалина, от Мурманска до Баку. В 1967 г. за заслуги в подготовке специалистов и развитие науки награжден орденом «Знак Почета»; за многолетний труд на производстве и в высших учебных заведениях, значительный вклад в развитие высшего образования УССР присвоено почетное звание «Заслуженного работника высшей школы УССР» в 1970г.

Выводы

Профессор Г.Я. Андреев был создателем школы индукционно - тепловой сборки и разборки соединений с гарантированным натягом, выполнившей теоретические и экспериментальные исследования, оригинальные разработки, защищенные авторскими свидетельствами, в следующих направлениях:

- исследование прочности соединений с натягом применительно к колесным парам тепловозов, вагонов, электровозов и т.д.;
- сравнительная прочность тепловых и прессовых посадок;
- тепловой способ формирования колесных пар;
- разборка соединений с гарантированным натягом методом подачи

масла под высоким давлением;

- ориентация деталей при электромагнитном способе сборки;
 - статическая прочность биметаллического соединения, собранного тепловым способом;
 - тепловая сборка составных соединений сложной конфигурации; универсальная полуавтоматическая сборка соединений диск-вал
 - универсальная установка для индукционного нагрева охватывающих деталей судовых механизмов;
 - универсальный станок для индукционно-тепловой сборки канатных шкивов с подшипником качения;
 - исследование процессов подшипниковых узлов бурового оборудования;
- и др.

Многогранность исследований, выполненных и выполняемых в рамках научной школы Г.Я. Андреева его учениками: Малицким И.Ф., Арпентьевым Б.М., Кравцовым М.К., Святухой А.А., Сероштановым И.П., Резниченко Н.К., Добровенским Ю.М., Кущенко А.И. и др., их высокий технический уровень и практическая направленность свидетельствуют о мощном интеллектуальном потенциале школы, который позволяет формировать новые направления научного поиска, развивать и реализовывать инновационные принципы работы по подготовке новой генерации ученых и специалистов для промышленности.

Список использованных источников

1. Резниченко Н. К. Георгий Яковлевич Андреев : (к 100-летию со дня рождения) : библиогр. указ. / Н. К. Резниченко, И. Ф. Малицкий, В. А. Белостоцкий. – Х. : УИПА, 2010. – 56 с.
2. Андреев Георгий Яковлевич: к 100-летию со дня рождения: библиогр. указ. / С. Ф. Артюх, Е. И. Еремина, Е. Н. Онуфриева, Е. Н. Рыбальченко; науч.

ред. Н. Н. Николаенко. – Харьков: УИПА, 2010. – 72 с. – (Ученые УИПА – юбиляры).

3. Резниченко Н. К. Технологические основы обеспечения качества и энергосбережения в процессах сборки и разборки с индукционным нагревом : дис. ... д-ра техн. наук / Н. К. Резниченко. – Х., 2008. – 350 с.

Шелкунова Н.Л. «Научная школа интегрированных процессов и интенсификации индукционно – тепловой сборки и разборки деталей и узлов изделий».

В статье рассматривается жизненный и творческий путь Г.Я. Андреева. Его становление как ректора Украинской инженерно-педагогической академии, как руководителя лаборатории и основателя школы индукционно-тепловой сборки и разборки соединений с гарантированным натягом.

Ключевые слова: научная школа, сборка-разборка соединений с натягом, научные исследования, универсальная установка, промышленные предприятия.

Шелкунова Н.Л. «Наукова школа інтегрованих процесів і інтенсифікації індукційно – теплової складання і розбирання деталей і вузлів виробів».

У статті розглядається життєва і творчій шлях Г.Я. Андрєєва. Його становлення як ректора Української інженерно-педагогічної академії, як керівника лабораторії засновника школи індукційно-теплового складання і розбирання з'єднань з гарантованим натягом.

Ключові слова: наукова школа, збирання-роздирання з'єднань з натягом, наукові дослідження, універсальна установка, промислові підприємства.

Shelkunova N. «Scientific school of computer-integrated processes and intensification induction- thermal drafting and sorting out of details and knots of wares».

In the article the vital is examined and to creative way of G. Andreev. His becoming as a rector of the Ukrainian engineer-pedagogical academy, as a leader of

laboratory of founder of school induction – thermal assembling and sorting out of joints with assured interference fit.

Key words: scientific school, assembling-sorting out of connections with натягом, scientific researches, universal setting, industrial enterprises.

Стаття надійшла до редакції 27 квітня 2010 р.

УДК 621.431

©Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Безуглый С.Г.

ОБРАЗОВАНИЕ И РАСПРОСТРАНЕНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН

1. Постановка проблемы

Сопротивление материалов действию нагрузок, систематически изменяющих свою величину или величину и знак, существенно отличается от сопротивления тех же материалов статическому и ударному действию нагрузок. Поэтому вопрос о проверке прочности при действии переменных нагрузок требует особого внимания.

Большинство деталей машин, подвергающихся усилиям, переменным по величине и повторяющиеся большое число раз, ломаются внезапно, без наличия заметных остаточных деформаций, при напряжениях, которым они сопротивляются при статических нагрузках вполне надежно.

2. Анализ исследований

Многочисленные исследования показали, что при действии переменных напряжений в металле возникает усталостная трещина, постепенно проникающая вглубь детали. По мере развития трещины усталости поперечное сечение ослабляется все сильнее, и наконец, наступает окончательное разрушение, когда сопротивление оставшейся части сечения оказывается недостаточным. Поэтому понимание механизма возникновения и развития усталостных трещин является главным фактором при выработке правил конструирования и расчета элементов машины, которые гарантировали бы их от разрушения при переменных нагрузках.

3. Цели исследования

Цель исследования этой работы состоит в попытке рассмотреть усталостное разрушение в контексте дислокационной природы усталостных процессов.

Объектом исследования является изучение механизма Коттрелла–Халла при зарождении усталостной трещины.

Предметом исследования является механизм зарождения и развития усталостных трещин при действии переменных нагрузок.

Гипотеза исследования – дислокационный механизм образования полос скольжения, вызывающих образование выступов и впадин на поверхности детали.

Задачи исследования:

1. На основе анализа научных источников раскрыть концептуальный подход при изучении этого явления.
2. Теоретически обосновать механизм зарождения усталостного разрушения.

Теоретическую основу исследования составляют основные научные положения при изучении механизма разрушения от переменных нагрузок.

Методы исследования: анализ литературы по данной тематике; анализ стадии развития данной проблемы; обобщения методов подхода к этому вопросу.

Теоретическое значение исследования состоит в научном обосновании необходимости изучения механизма зарождения и развития усталостной трещины, обоснование рациональности данного подхода к этой проблеме.

Практическое значения полученных результатов состоит в том, что понимание этого процесса дает возможность учитывать факторы влияющие на развитие трещины при конструировании и расчетах на выносливость и долговечность деталей машин.

Материалы исследования могут быть использованы преподавателями высших учебных заведений при чтении соответствующих разделов курса сопротивления материалов.

4. Основной материал исследования

Усталостное разрушение, как и всякое другое, включает зарождение и распространение трещин. Как показывают рассмотренные ранее экспериментальные результаты, образование трещин связано с выступами и

впадинами на поверхности образца (детали), появляющимися на ранних стадиях усталостного испытания. Таким образом, вопрос о механизме образования усталостных трещин сводится, по существу, к пониманию процессов, вызывающих появление характерных для циклического нагружения особенностей рельефа поверхности, так как тонкие полосы скольжения во внутренних зернах образца, как правило, не связаны с возникновением трещин.

Уже само возникновение полос скольжения, вызывающих образование выступов и провалов на поверхности, указывает на дислокационный механизм процесса. Попытки связать процесс усталостного разрушения с движением точечных дефектов неубедительны, поскольку усталостные разрушения наблюдали даже при столь низких (гелиевых) температурах, при которых диффузионные процессы практически исключены.

Хотя дислокационная природа процессов, приводящих к образованию поверхностных выступов и впадин, вряд ли вызывает сомнения, современная теория усталости не имеет в своем распоряжении достаточно разработанной дислокационной модели, применение которой позволило бы объяснить совокупность экспериментальных фактов. Рассмотрим механизм Коттрелла–Халла.

Предложено по крайней мере шесть различных механизмов зарождения усталостного разрушения, каждый из которых в состоянии объяснить лишь некоторые особенности процесса. Кратко рассмотрим два из них.

Механизм Коттрелла–Халла предусматривает образование выступов и впадин на поверхности в результате скольжения по двум системам плоскостей (рис. 1) За время одного полуцикла напряжения источник S_1 генерирует дислокации, образующие на поверхности ступеньку A одного направления. Затем в том же полуцикле начинает действовать источник S_2 в другой плоскости скольжения, в результате работы которого на поверхности возникает ступенька B противоположного направления, а первый источник S_1 смещается относительно своей плоскости скольжения. При обратном полуцикле напряжения источник S_1 образует ступеньку C , не совпадающую по

направлению со ступенькой *A* и отстоящую от нее на величину смещения, вызванного действием источника S_2 за прямой полуцикл напряжения. Аналогичным образом действие источника S_2 вызывает при обратном полуцикле появление ступеньки *D*, смещенной относительно *B* и не совпадающей с ней по направлению. Образовавшиеся таким образом впадины и выступы растут при последующих циклах нагружения.

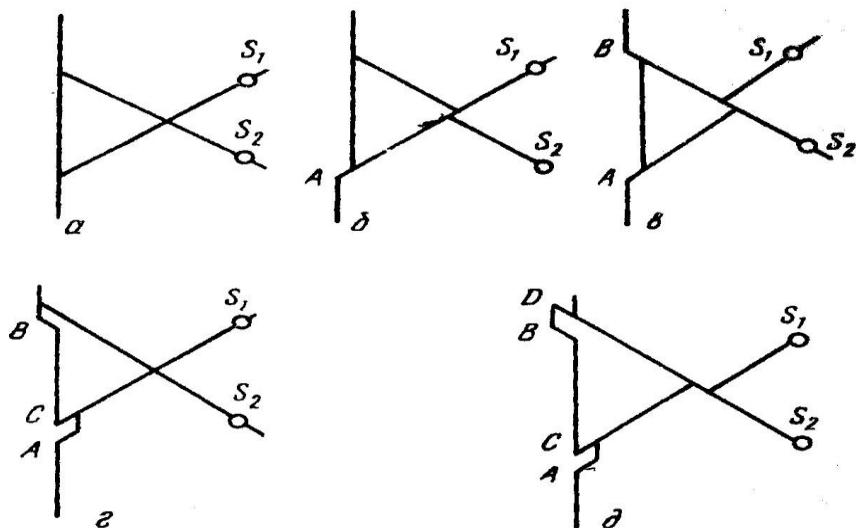


Рис 1 – Механизм усталости по Котреллу-Халлу:

- а – исходное состояние; б – работа источника S_1 в прямом полуцикле;
- в – работа источника S_2 в прямом полуцикле; г – работа источника S_1 в обратном полуцикле; д – работа источника S_2 в обратном полуцикле

Механизм Коттрелла—Халла объясняет возникновение выступов и провалов в соседних полосах скольжения, однако, согласно этой модели отдельная полоса скольжения должна приводить к появлению либо впадины, либо выступа по всей длине ее пересечения с поверхностью, что не всегда подтверждается экспериментальными наблюдениями.

Перейдем к рассмотрению механизма Мотта.

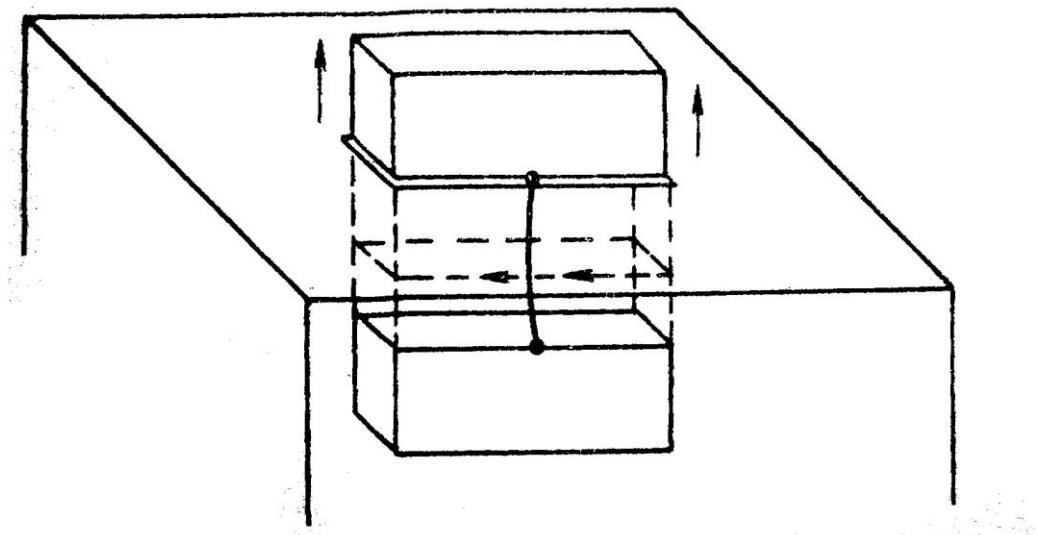


Рис. 2 – Образование выступов при циклическом движении винтовой дислокации по механизму

Механизм Мотта связывает образование выступов на поверхности с циклическим движением винтовой дислокации (рис. 2), которая за время первого полуцикла перемещается по одной поверхности полосы скольжения, а затем путем поперечного скольжения переходит к другой поверхности и движется вдоль нее при обратном полуцикле в противоположном направлении. В конце этого полуцикла дислокация снова возвращается на исходную поверхность в результате поперечного скольжения и контур ее движения, таким образом, замыкается. Следствием такого движения является перемещение объема материала, ограниченного контуром параллельно линии дислокации, на расстояние, равное ее вектору Бюргерса.

Механизм Мотта не может объяснить одновременное образование выступов и провалов. Кроме того, реализация схемы Мотта должна предусматривать действие некоторого запирающего механизма, который преобразует колебательное движение дислокации в движение по замкнутому контуру. Предпринятый Кеннеди анализ запирающего механизма с участием барьеров Коттрелла — Ломера приводит к значительному усложнению рассматриваемой модели.

Сравнительная оценка механизмов усталостного разрушения показывает, что образование выступов и провалов, связанных с ними устойчивых полос скольжения и зародышевых микротрещин наблюдается, как отмечалось ранее, на ранних стадиях усталостного испытания. Следовательно, критической стадией усталостного разрушения является процесс распространения трещин. Между тем атомный механизм этого процесса совершенно не ясен. По-видимому, к вопросам распространения усталостной трещины применим энергетический подход Гриффитса. Однако специфические особенности циклического нагружения не дают возможности получить сколько-нибудь удовлетворительные количественные данные, которые можно было бы сравнивать с экспериментальными. Качественная картина распространения усталостной трещины довольно проста.

На ранних стадиях испытания зародившаяся усталостная трещина замедляется и на глубине $10^{-3} - 10^{-2}$ см становится почти неподвижной (не распространяющаяся усталостная трещина). Эта остановка трещины, очевидно, связана с релаксацией растягивающих напряжений у ее вершины. Заключительная стадия роста усталостной трещины, при которой образуется большая часть собственно усталостного излома АВС, но которая по времени занимает лишь небольшую часть (около 10 %) испытания, начинается, когда трещина переходит в плоскость, перпендикулярную направлению нормального напряжения. Прогрессивное распространение трещины на этом этапе происходит скачками.

Привлекая дислокационные представления, Коттрелл следующим образом описывает рост трещины на этой стадии процесса. Во время фазы растяжения фронт трещины несколько продвигается вперед в результате действия механизма, аналогичного механизму пластичного разрушения при статическом нагружении. Рост трещины приостанавливается вследствие пластической деформации, так как напряжения, создаваемые дислокационными скоплениями перед вершиной трещины, препятствуют ее распространению. Во время фазы сжатия острие трещины захлопывается и дислокационные

скопления исчезают, однако плоскости трещины не свариваются, так что во время следующего цикла происходит новый скачок фронта трещины. Процесс повторяется до тех пор, пока поперечное сечение образца не становится достаточно малым для полного разрушения за одну фазу растяжения. Детальный анализ поверхности усталостного излома подтверждает, что каждый скачок фронта трещины происходит за один цикл нагружения, поскольку число тонких линий, отображающих последовательное положение вершины трещины, соответствует числу циклов нагружения.

Выводы

- образование усталостных трещин связано с выступами и впадинами на поверхности детали, появляющимися на ранних стадиях усталостного испытания;
- возникновения полос скольжения, вызывающих образование выступов и провалов на поверхности, указывает на дислокационный характер процесса;
- механизм Коттрелла–Халла предусматривает образование выступов и впадин на поверхности в результате скольжения по двум системам плоскостей;
- механизм Мотта связывает образование выступов на поверхности с циклическим движением винтовой дислокации;
- так как некоторые положения механизмов Коттрелла–Халла и Мотта не подтверждаются экспериментально, по-видимому, логично к вопросу распространения трещины применить энергетический подход Гриффитса.

Список использованных источников

1. Атомный механизм разрушения : сб. – М. : Металлургиздат, 1993. – 174 с.

2. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов / В. Вейбулл ; пер. с англ. Т. А. Бекш, Е.С. Муслина ; под ред. С. В. Серенсена. – М. : Машиностроение, 1994. – 263 с.
3. Кеннеди А. Д. Ползучесть и усталость металлов / А. Д. Кеннеди. – М. : Металлургия, 1995. – 367 с.
4. Разрушение твердых тел : сб. – М. : Металлургия, 1992. – 286 с.
5. Усталость и выносливость металлов: сб. – 1963. – 386 с.

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Безуглый С.Г. «Образование и распространение усталостных трещин».

Статья посвящена вопросу повышения эксплуатационных качеств деталей, так как это чрезвычайно актуально с появлением высокотехнического промышленного производства.

В статье дается анализ различных видов разрушения металлов. Процессы разрушения рассмотрены с привлечением современных теорий, базирующихся на дислокационных модулях.

Ключевые слова: усталостные трещины, эксплуатация, высокотехническое производство, анализ, дислокационные модули.

Кравцов М.К., Оболенська Т.О., Безуглый С.Г. «Виникнення та розповсюдження тріщин втомленості».

Стаття присвячена питанню підвищення експлуатаційних якостей деталей, що занадто актуально з появою високотехнічного промислового виробництва.

В статті надано аналіз різних видів руйнування металів. Процеси руйнування розглядаються з застосуванням сучасних теорій, які базуються на дислокаційних модулях.

Ключові слова: тріщини втомленості, експлуатація, високотехнічне виробництво, аналіз, дислокаційні модулі.

Krafvtsov M.K., Obolenskaya T.A., Bezugly S.G. «The formation and diffusion of the fatigue cracks».

The article is devoted to the problem of the raising the exploiting quality details, because this is very timely with appearance of hightechnical industrial production.

The analysis of the different aspects of the metals destruction is listed in the article. The destruction processes are examined with attraction of the modern theories, which are based on the dislocation moduluses.

Key words: fatigue cracks, exploiting, hightechnical production, analysis, dislocation moduluses.

Стаття надійшла до редакції 28 травня 2010 р.

©Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Середа Н.В.

РАСЧЕТ ПОДПОРНЫХ СТЕНОК С УЧЕТОМ ПАССИВНОГО ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА

1. Постановка проблемы

Существует пассивное давление сыпучих тел, в том числе и грунтов, возникающее в результате противодействия сыпучего тела. Так, под действием распора арки H в грунте возникает пассивное давление E_1 (рис.1 а), или под действием активного давления грунта возникает пассивное давление с противоположной стороны подпорной стены (рис.1 б).

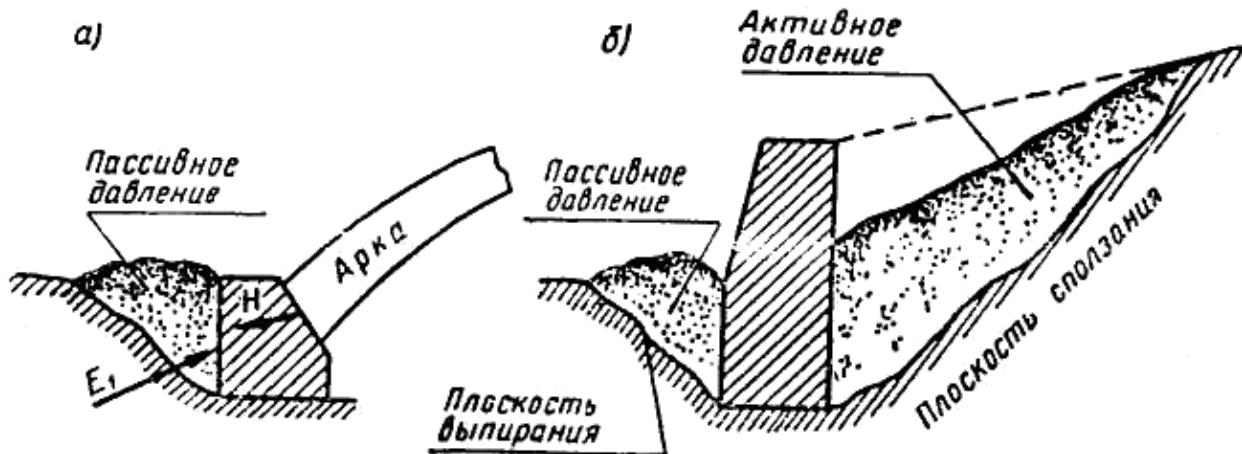


Рис. 1 – Активное и пассивное давление

2. Анализ последних достижений

Пассивное давление, или так называемый отпор грунта, определяют на основе тех же предпосылок, которые были приняты при определении активного давления грунта. Разница будет заключаться лишь в знаке углов наклона к нормали реакции подпорной стены и реакции основной массы грунта.

При активном давлении грунта призма скольжения стремится сползать вниз и реактивные силы отклоняются от нормали на угол трения в сторону, противоположную сползанию. При пассивном же давлении, возникающем в результате сдвига подпорной стены, призма скольжения грунта выпучивается, т. е. стремится подняться вверх, и реактивные силы поэтому отклоняются от нормали на угол трения в противоположном направлении, т. е. вниз. Если в первом случае силы трения препятствуют сдвигу призмы скольжения и уменьшают распор, то во втором случае они тоже препятствуют сдвигу призмы выпирания, но увеличивают отпор.

Рассмотрим вновь подпорную стену, к передней грани которой приложена горизонтальная сила P . Примем заднюю грань стены вертикальной с высотой H . К этой стене прилегает грунт, имеющий горизонтальную поверхность на уровне подпорной стены (см. рис. 2). Под действием активной силы P стена стремится сдвинуться вправо и выпирает грунт по некоторой поверхности AC , которую приближенно принимаем за плоскость.

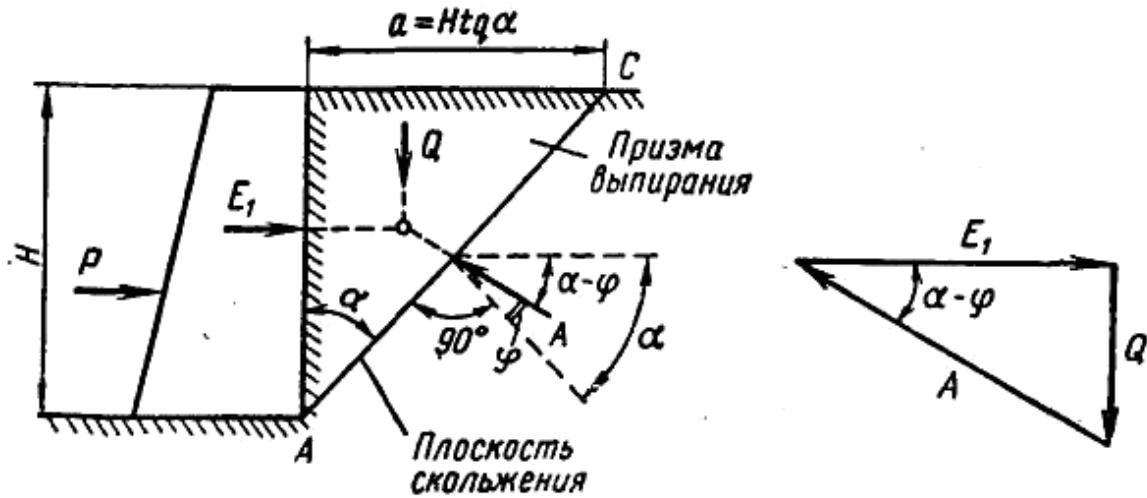


Рис. 2 – Силы, действующие на призму выпирания грунта

Обозначим угол между плоскостью выпирания и вертикальной гранью стены через α .

Из всех возможных плоскостей выпирания мы должны принять ту, которая соответствует **наименьшему пассивному давлению** (отпору) E_1 , так как разрушение происходит всегда по линии наименьшего сопротивления.

Рассмотрим теперь силы, действующие на призму выпирания грунта. Прежде всего на нее действует сила тяжести, т. е. собственный вес, равный

$$Q = \frac{1}{2} \alpha B H \gamma, \text{ где } B = 1, \alpha = H \operatorname{tg} \alpha,$$

следовательно,

$$Q = \frac{1}{2} \gamma H^2 \operatorname{tg} \alpha.$$

Затем на призму действует давление стены E_1 . Пренебрегая опять трением грунта о стену, направление этого давления примем нормальным к грани подпорной стены, в нашем случае – горизонтальным.

Кроме того, на призму действует A – реакция остальной части грунта, расположенной под плоскостью скольжения (выпирания). Реакция эта отклонена от нормали к плоскости на угол трения грунта о грунт (угол внутреннего трения), принятый равным углу естественного откоса грунта φ .

Так как призма выпирания скользит по плоскости выпирания вверх, то реакция должна быть отклонена от нормали навстречу движению, т. е. тоже – вверх.

Для трех сил, находящихся в равновесии, из которых одна Q – известна, а для двух других сил E_1 и A известны только направления, строим силовой треугольник, который получается прямоугольным (рис. 2). Угол между реакциями E_1 и A будет равен $(\alpha - \varphi)$.

Из прямоугольного треугольника имеем

$$\frac{Q}{E_1} = \operatorname{tg}(\alpha - \varphi),$$

откуда

$$E_1 = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)},$$

подставив значение Q , получим

$$E_1 = \frac{1}{2} \gamma H^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}.$$

Чтобы найти наименьшее пассивное давление (отпор) E_{min} и тот угол α , при котором такой отпор получается, надо взять первую производную от E_1 по α и приравнять ее нулю:

$$\frac{dE_1}{d\alpha} = 0.$$

Не произведя уже знакомых нам вычислений, заметим, что минимальное пассивное давление получится при угле

$$\alpha = 45^\circ + \frac{\varphi}{2}.$$

Подставив это значение α в формулу определения пассивного давления, получим

$$E_{1min} = \frac{1}{2} \gamma H^2 \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi}{2} \right).$$

Сравнивая эту формулу с формулой определения активного давления, отмечаем, что отпор всегда будет значительно больше распора. Например, при угле $\varphi = 30^\circ$.

$$\operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{30^\circ}{2} \right) = \left(\frac{\sqrt{3}}{3} \right)^2 = \frac{1}{3},$$

а

$$\operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi}{2} \right) = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{30^\circ}{2} \right) = (\sqrt{3})^2 = 3,$$

следовательно, отпор больше распора в $\frac{3}{\left(\frac{1}{3}\right)} = 9$ раз.

Чем больше угол естественного откоса φ , тем больше отпор, и наоборот, при уменьшении φ отпор уменьшается и по своей величине приближается к распору.

Для жидкости при $\varphi = 0$ величины распора и отпора одинаковы.

Выбор поперечного профиля стены зависит прежде всего от ее целевого назначения. Например, мостовые опоры (устои) и набережные стены должны

иметь вертикальную переднюю грань (рис. 3 а, в), а стены, поддерживающие откосы выемок, могут быть наклонными (рис. 3 б). Фундамент, являющийся стеной подвального помещения, имеет обе вертикальные грани (рис. 3 г), а плотины (рис. 3 д), удерживающей напор воды, целесообразно иметь криволинейную переднюю грань стены и т.д.

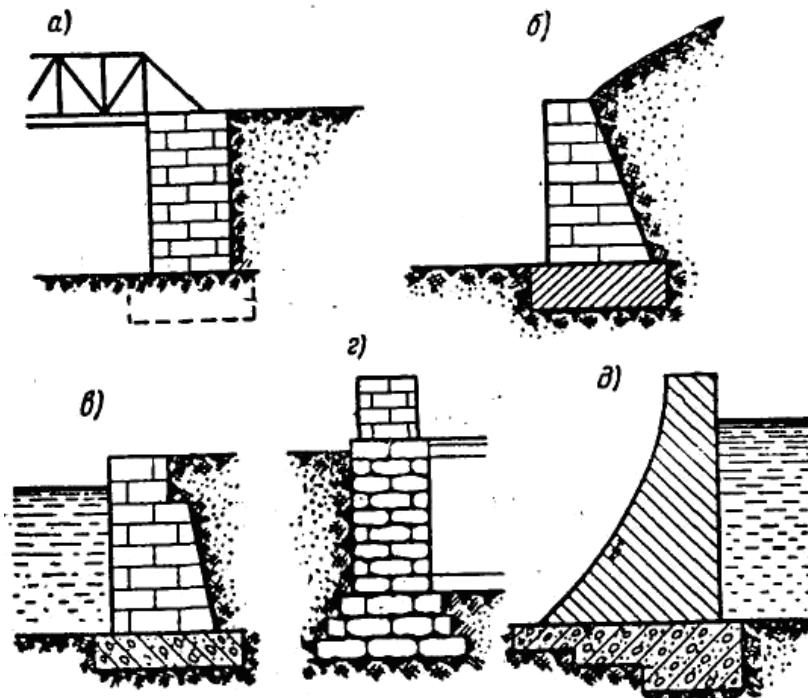


Рис. 3 – Виды подпорных стенок

Выбрав профиль, необходимо затем назначить его основные размеры и прежде всего ширину стены у основания.

Чем меньше угол естественного откоса грунта ϕ и большее интенсивность временной нагрузки на насыпи, тем шире должно быть основание стены. Наклон стены в сторону насыпи позволяет значительно уменьшить ширину основания, и наоборот, даже небольшой наклон задней грани от грунта (рис.3б) вызывает необходимость увеличения основания.

Чем тяжелее материал стены, тем меньше может быть ее ширина.

Наиболее простым является прямоугольный профиль стены (см. рис. 4а), но в тоже время он имеет малую устойчивость на опрокидывание относительно ребра А. Ширина основания у такого профиля принимается в пределах $b = 0,5 \div 0,55H$.

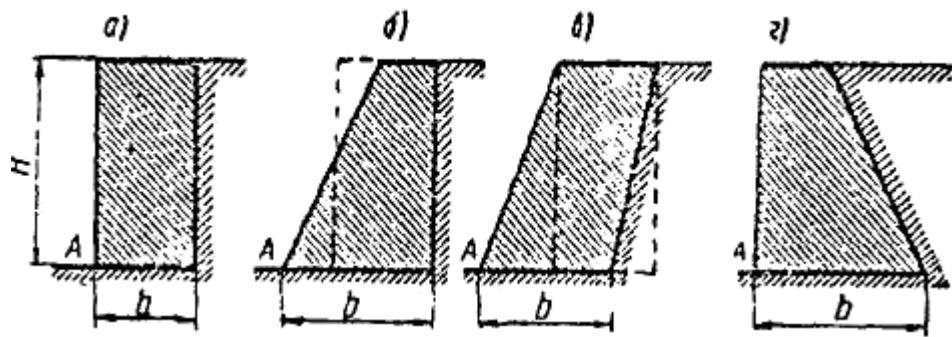


Рис. 4 – Наклоны стенок

Значительно устойчивее трапециевидный профиль, который получается из прямоугольного, если срезать верхний треугольник и приложить его внизу (рис. 4 б). При такой же затрате материала, как и у прямоугольного профиля, здесь ширина основания оказывается увеличенной и центр тяжести отнесен от переднего ребра назад. Стена такого профиля будет более устойчивой и прочной и поэтому ширина основания может быть уменьшена до $b = 0,45 \div 0,5H$

Еще большую экономию материала на стену мы получим, если у прямоугольного профиля срежем треугольник в задней грани и приложим его к передней грани (рис. 4 в). Устойчивость и прочность такой стены увеличивается, что позволяет уменьшить ширину основания до $b = 0,35 \div 0,4H$. Однако в этом случае возрастает опасность сдвига стены по основанию из-за значительного уменьшения собственного веса ее.

Иногда по конструктивным соображениям приходится принимать заднюю грань стены наклонной, с вертикальной передней гранью (рис. 4 г). Получается невыгодный трапециевидный профиль, у которого ширина основания должна быть не менее $b = 0,60 \div 0,65H$.

Когда профиль подпорной стены выбран, следует произвести проверку стены на прочность и устойчивость. Но прежде чем перейти к такой проверке, необходимо собрать и подсчитать все нагрузки, действующие на подпорную стену, включая и собственный вес стены.

Для примера возьмем подпорную стену со ступенчатой задней гранью и горизонтальным уровнем грунта и с равномерно распределенной нормативной нагрузкой интенсивностью ρ Т/м, расположенной на поверхности грунта (рис. 5 а).

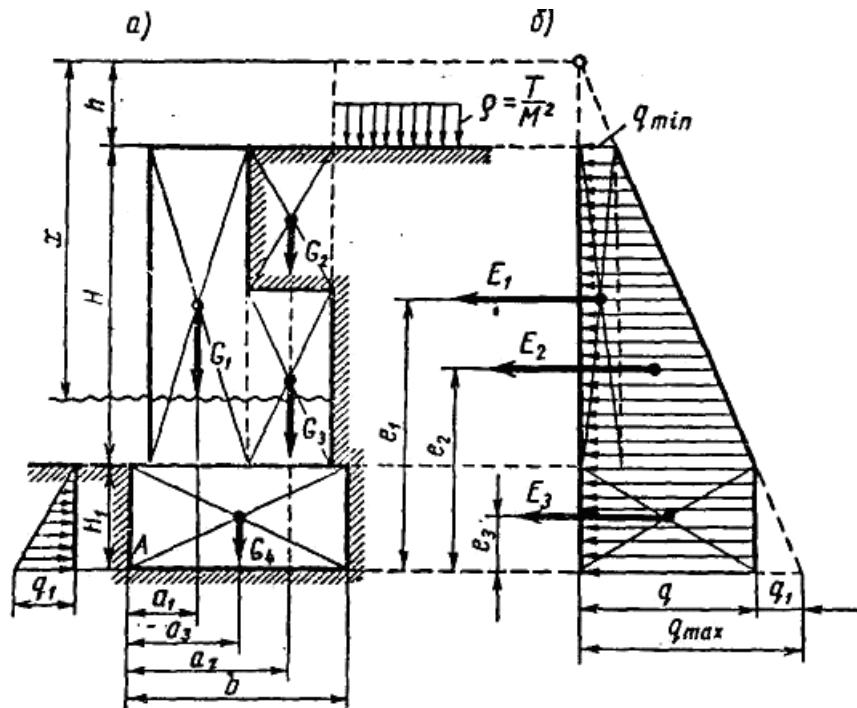


Рис. 5 – Схемы приложения нагрузок

Прежде всего, подсчитаем нормативный собственный вес стены, для удобства разбив ее на участки: G_1 , G_3 и G_4 , а также нормативный вес грунта G_2 , расположенного на уступе стены. Эти силы G_1 , G_2 , G_3 и G_4 приложим в центрах тяжести каждого участка. Затем заменим времененную нагрузку условным слоем грунта приведенной высотой $h = \frac{\rho}{\gamma}$, где γ – объемный вес грунта.

Далее строим эпюру давлений грунта. Так как все ступенчатые участки прямолинейны, то достаточно построить только одну эпюру давления. Для этого определим максимальную нормативную интенсивность давления грунта, использую формулу

$$d_x = \gamma x \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi^H}{2} \right).$$

Подставив в нее значение $x = h + H + H_1$ получим

$$d_{\max} = \gamma(h + H + H_1) \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi^H}{2} \right),$$

где φ^H – нормативный угол внутреннего трения.

Аналогично находим нормативную минимальную интенсивность давления на уровне грунта при $x=h$:

$$d'_{\min} = \gamma h \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi^H}{2} \right).$$

Соединив отрезки, равные d_{\max} и d'_{\min} прямой, получим трапециевидную эпюру давления грунту (рис. 5 б).

С противоположной стороны подпорной стены на высоте фундамента H_1 возникает активное давление грунта и отпор.

Отпор в запас прочности не учитываем, так как для появления его необходимо, чтобы стена уже сдвинулась хотя бы на небольшую величину, а даже небольшой сдвиг для ответственных сооружений считается недопустимым.

Что касается распора, то он является реально действующей силой, и максимальную нормативную интенсивность давления от него можно определить, подставив в формулу определения интенсивности H_1 вместо x :

$$d_1 = \gamma H_1 \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi^H}{2} \right).$$

Эпюра давления грунта на высоте фундамента H_1 будет иметь вид треугольника. Этую треугольную эпюру вычтем из общей эпюры давления. В результате получим, что на фундамент наружной грани подпорной стены будет действовать равномерное давление грунта.

Для определения нормативной величины распора грунта общую эпюру давления грунта можно разбить на участки, для которых известно положения центра тяжести. В нашем случае площадь эпюры разбиваем на два прямоугольника и один треугольник (рис. 5 б).

Нормативные величины распора грунта определим как площади эпюра давления:

$$E_1 = d_{\min} H;$$

$$E_2 = (d_{\max} - d_1 - d_{\min}) \frac{H}{2};$$

$$E_3 = (d_{\max} - d_1) H_1.$$

Распоры E_1 , E_2 и E_3 прикладываем в центрах тяжести тех фигур, на которые расчленена общая эпюра давления грунта. Тогда расстояния от основания подпорной стены до точек приложения распоров будут равны:

$$e_1 = H_1 + \frac{H}{2};$$

$$e_2 = H_1 + \frac{H}{3};$$

$$e_3 = \frac{H_1}{2};$$

Расчет устойчивости подпорной стены сводится к проверке ее на **опрокидывание и сдвиг** от воздействия расчетных нагрузок.

Проверка на опрокидывание. В результате действия распора грунта подпорная стена может опрокинуться, наклоняясь относительно наружного ребра в точке A (см. рис. 5 а). При этом опрокидывающий момент от нормативной нагрузки будет равен:

$$M_{\text{опр}}^H = -(E_1 e_1 + E_2 e_2 + E_3 e_3).$$

От опрокидывания стена удерживается в результате действия собственного веса, при этом удерживающий момент от нормативной нагрузки относительно той же точки A будет равен:

$$M_{\text{уд}}^H = G_1 a_1 + G_2 a_2 + G_3 a_3 + G_4 a_3,$$

где a_1 , a_2 и a_3 – расстояния от расчлененных весов до точки опрокидывания A .

Устойчивость подпорной стены на опрокидывание проверяют по формуле

$$nM_{onp}^H < n_1 M_{y\partial}^H$$

где n – коэффициент перегрузки грунта, который принимается не менее 1,2;

n_1 – коэффициент перегрузки (в данном случае недогрузки) собственного веса стены, который принимается равным 0,8.

В целях экономии материала нежелательно большое расхождение в величинах левой и правой части формулы.

Проверка на сдвиг. Нормативными сдвигающими стену силами являются распоры грунта E_1 , E_2 и E_3 , следовательно, равнодействующая этих сил будет равна:

$$\sum P_{c\partial\theta}^H = E_1 + E_2 + E_3.$$

Удерживают стену от сдвига силы трения. Нормативная величина равнодействующей всех удерживающих сил будет:

$$\sum P_{y\partial}^H = (G_1 + G_2 + G_3 + G_4)f,$$

где f – коэффициент трения подошвы фундамента о грунт.

Учитывая возможность прилипания к подошве фундамента очень тонкого слоя грунта, принимают в расчет коэффициент трения грунта по грунту, который как известно, равен тангенсу угла естественного откоса, т.е. $f = \tan\varphi$.

Величина коэффициента трения обычно бывает $0,6 \div 0,7$, снижаясь до 0,3 для основания из мокрой глины.

Устойчивость подпорной стены на сдвиг проверяют по формуле

$$\sum P_{c\partial\theta}^H n \leq \sum P_{y\partial}^H n_1$$

Здесь n и n_1 – коэффициенты перегрузки, имеющие прежнее значение, т.е. $n = 1,2$ и $n_1 = 0,8$.

В подпорных стенах необходимо обеспечить не только устойчивость, но и прочность материала. Следовательно, действительные напряжения в любом сечении стены от расчетной нагрузки и среднее (осевое) давление на грунт основания от нормативной нагрузки не должны превышать соответствующего расчетного сопротивления (стены или основания).

Рассматривая какое-либо сечение, например, по подошве фундамента шириной $B = 1\text{м}$ (рис. 6 а), замечаем, что в этом сечении возникает центральное сжатие с изгибом.

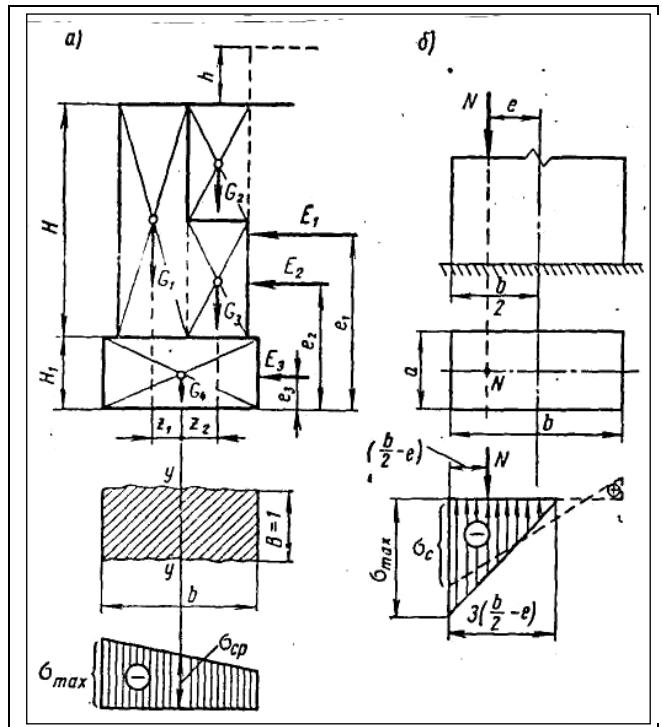


Рис. 6 – Напряжения в основании стены

Равнодействующая нормативных нормальных сил, вызывающих центральное сжатие, будет равна

$$NH = G_1 + G_2 + G_3 + G_4.$$

Нормативный изгибающий момент всех сил относительно оси изгиба $y-y$ будет равен

$$MH = (G_2 + G_3)z_2 - G_1z_1 - E_1e_1 - E_2e_2 - E_3e_3.$$

Прочность основания (грунта) будет обеспечена в том случае, когда:

1) среднее осевое напряжение (давление) в основании

$$\sigma_{cp} = \frac{N^H}{F} \leq R;$$

2) максимальное (краевое) напряжение (давление)

$$\sigma_{mac} = \frac{N^H}{F} + \frac{M^H}{W} \leq 1,2R,$$

где F – площадь сечения подошвы фундамента, равная Bb ;

W – момент сопротивления сечения по подошве фундамента, равный $\frac{Bb}{6}$.

R – расчетное сопротивление грунта основания.

Проверку прочности самой подпорной стены производят тоже на сжатие с изгибом, но только от расчетных нагрузок.

Следовательно, общая формула прочности подпорной стены будет иметь вид

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M}{W} \leq R.$$

Здесь N и M – расчетные величины соответственно нормальной силы и изгибающего момента, полученные в результате умножения нормативных величин NH и MH на коэффициенты перегрузки.

Следует иметь в виду, что формулу прочности уточняют в зависимости от того, из какого материала сделана подпорная стена. Эти уточнения изложены в специальных курсах строительных конструкций (каменные конструкции, железобетонные конструкции и др.).

Расчет как основания, так и самой подпорной стены прямоугольного сечения можно вести по формуле внецентренного сжатия

$$\sigma = \frac{N}{F} \left(1 \pm \frac{6e}{h} \right),$$

принимая величину эксцентрикитета равной $e = \frac{M}{N}$.

Если в рассматриваемом сечении $e = \frac{M}{N} \leq \frac{b}{6}$, то все сечение только сжато;

если же $e = \frac{b}{6}$, то в части сечения могут возникнуть растягивающие напряжения.

При расчете основания мы не можем учитывать наличие растягивающих, так как эти напряжения фактически не могут появиться.

Следовательно, определение краевых сжимающих напряжений σ_c по приведенной выше формуле внецентренного сжатия не будет соответствовать действительности.

Для определения максимального (краевого) напряжения в грунте σ_{\max} необходимо исходить из предположения, что нормальная продольная сила N уравновешивается суммой только сжимающих усилий, расположенных по треугольнику (см. рис.6 б).

Так как продольная сила должна быть в центре тяжести этого треугольника, то основание его будет равно

$$b_1 = 3\left(\frac{b}{2} - e\right).$$

Из условия равновесия имеем

$$N = \frac{1}{2}b_1\sigma_{\max}a = \frac{1}{2} \cdot 3\left(\frac{b}{2} - e\right)\sigma_{\max}a,$$

откуда

$$\sigma_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{N}{\left(\frac{b}{2} - e\right)a}$$

По этой формуле и надо проверять краевые напряжения в грунте основания.

Если подпорная стена имеет не жесткий фундамент, то необходимо учитывать совместность деформаций изгиба фундамента и основания.

Список использованных источников

1. Симвулиди И. А. Расчет инженерных конструкций на упругом основании : учеб. пособие для строит. спец. вузов / И. А. Симвулиди. – М. : Росиздат, 1963.
2. Ивонин И. Я. Строительная механика / И. Я. Ивонин. – М. : Высшая школа, 1985.

Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Середа Н.В. «Расчёт подпорных стенок с учетом пассивного давления грунта».

В данной работе изложен концептуальный подход к расчёту подпорных стенок при действии пассивной нагрузки. Рассмотрены варианты действий нагрузок при различных нагрузок при различных углах естественного откоса грунта.

Ключевые слова: расчет, давление грунта, подпорные стенки, пассивная нагрузка.

Оболенська Т.О., Євсюкова Л.О., Середа Н.В. «Розрахунок підпорних стінок з обліком пасивного тиску ґрунту».

В даній роботі надано концептуальний підхід до розрахунків підпірних стінок при дії пасивного навантаження.

Розглянуті варіанти дій навантажень при різних кутах природного схилу ґрунту.

Ключові слова: розрахунок, тиск ґрунту, підпірні стінки, пасивне навантаження.

Obolenskaya T.A., Yevsjukova L.A., Sereda N.V. “The calculation of the breast walls”.

The conception method of approach to the breast walls calculation under the action of the passive loads is given in this article.

The variants of load action for difference angles of natural bottom slope are examined.

Key words: calculation, earth pressure, breast walls, passive loads.

Стаття надійшла до редакції 25 березня 2010 р.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Артеменко Альона Володимирівна – магістр кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Бабай Сергій Олександрович – магістр кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Безуглий Кирило Сергійович – магістр кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Безуглий Сергій Геннадійович – студент кафедри систем управління Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Бережний Олександр Олександрович – магістр кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Іщенко Григорій Іванович – головний інженер ВАТ «Турбоатом».

Євсюкова Лариса Олексіївна – к.т.н., доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кравцов Марк Костянтинович – професор. Завідувач кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Криворучко Олександр Володимирович – магістр кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Лагода Анна Миколаївна – асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Малініна Юлія Володимирівна – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Маршуба В'ячеслав Павлович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мельниченко Олександр Анатолійович – д.т.н., професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мовшович Олександр Яковлевич – д.т.н., професор кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Оболенська Тетяна Олександрівна – к.т.н., приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Островський Олег Станіславович – к.фіз.-мат.н., доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Павлова Анна Олексіївна – к.т.н., доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Резніченко Микола Кирилович – д.т.н., професор. Завідувач кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Святуха Анатолій Якимович – к.т.н., доцент кафедри поліграфічного виробництва і комп’ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Середа Наталія Василівна – к.т.н., доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Харківської національної академії міського господарства.

Тарасюк Анатолій Петрович – к.т.н., проректор з навчальної роботи Української інженерно-педагогічної академії. Завідувач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Чернякова Ольга В'ячеславівна – аспірант кафедри поліграфічного виробництва та комп’ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Шелковой Олександр Миколайович – д.т.н., професор кафедри технології машинобудування і верстатів НТУ «ХПІ».

Шелкунова Наталія Леонідівна – інженер кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерної освіти.
2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.
3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати напрямлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації (позитивне або негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернута для доопрацювання.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 12 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках на комп’ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: ліве, праве та верхнє – 3 см; нижнє – 6 см.
3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім’я та по батькові авторів.

4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, в форматі .docx не приймаються.
5. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю), **рисунки** й **таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, та повинні мати такі необхідні елементи:
 - ✓ **УДК**;
 - ✓ **прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю);
 - ✓ **назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
 - ✓ **текст статті**;
 - ✓ **список використаних джерел**;
 - ✓ **анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пиється зразу після списку літератури. Слово «Анотація» не пиється. Текст анотації 300 – 400 знаків.
 - ✓ **ключові слова** (7 – 10 слів) на трьох мовах – українською, російською, англійською.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

10.1. Загальна частина:

- постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів;
- висновки з даного дослідження.

Кожний з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

10.2. Перелік використаних джерел.

11. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

Авторська довідка

1. Назва статті.
2. Прізвище, ім'я, по батькові, дата народження.
3. Вчений ступінь, вчене звання.
4. Місце роботи.
5. Посада.
6. Адреса для листування. Для контакту – телефон, E-mail.
7. Адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити:

«Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надавався».

«Не заперечую виставити повний текст статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського в реферативну базу даних «Україніка наукова».

Підписи кожного автора.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 5. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УПА), 2010. – с. .

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технологій машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 5. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2010. – p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and imporers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку
Формат 84x108/16
Папір офсетний. Друк офсетний.
Умов. Друк. арк. - .Облік. від арк.. –
Тираж прим. . Ціна договірна.
Надруковано у видавництві

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідоровська Н.М., к.тех.н., доц.

Члени колегії:

Баранов А.М., д.тех.н., проф.

Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.

Григоров О.В., д.тех.н., проф.

Кальянов В.М., д.тех.н., проф.

Кравцов М.К., к.тех.н., проф.

Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резніченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Іванов В.М., к.тех.н., доц.

Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випускні редактори

Ісьеміні І.І.

Осипова Т.М.

Відповідальний секретар

Ісьеміні І.І.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

E-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Машинобудування

2010, № 5

Збірник наукових праць**Засновник**

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації

Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:
українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2010

