

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗГИБНОГО СИЛОВОГО ЭЛЕМЕНТА ИЗ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКОГО СПЛАВА Cu–Al–Ni ДЛЯ ЛИНЕЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.И. Прядко^{1,2}, С.А. Пульнев^{1*}, В.И. Николаев¹, А.В. Рогов^{1,2},

О.А. Шмаков^{1,2}, С. Н. Голяндин¹, А. В. Чикиряка¹

¹Физико-технический институт им. А.Ф. Иоффе Российской академии наук,
Политехническая ул. 26, Санкт-Петербург, 194021, Российская Федерация

²ЦНИИ Робототехники и Технической Кибернетики,
Тихорецкий пр. 21, Санкт-Петербург, 194064, Российская Федерация

*e-mail: pulnev@mail.ioffe.ru

Аннотация. Экспериментально изучены функциональные характеристики изгибного силового элемента двигателя из сверхупругого монокристаллического сплава Cu-Al-Ni. Обнаружено, что изгибный элемент деформируется неравномерно по длине с максимумом в центре. Проведено сравнение аналитических и экспериментальных результатов, выявлены различия расчетных и экспериментальных характеристик, что связано с отклонением от формы изгибного элемента принятой в модели.

1. Принципы построения двигателей на основе материалов с эффектом памяти формы

Идея создания двигателей на основе функциональных материалов с эффектом памяти формы основана на преобразовании подводимой тепловой энергии в механическую работу за счет термоупругих мартенситных превращений [1-5].

В процессе нагрева материала, который был предварительно сдеформирован, происходит генерация напряжений, что приводит к возникновению реактивной силы в случае внешнего сопротивления восстановлению формы [6, 7]. В зависимости от температуры нагрева, эта реактивная сила может быть значительно больше, чем сила, вызвавшая изменение формы, что открывает принципиальную возможность получения полезной механической работы. Отмеченное обстоятельство позволяет создать двигатель, который преобразует подводимую тепловую энергию в механическую работу в процессе многократных циклических срабатываний. Это достигается, во-первых, путем введения в состав двигателя двух силовых элементов с целью реализации принципа антагонистов сгибатель - разгибатель, и, во-вторых, благодаря соответствующей временной организации тепловых режимов нагрев – охлаждение каждого из силовых элементов. С целью изменения формы силовые элементы могут подвергаться деформациям различного типа – растяжению, сжатию, кручению или изгибу.

Структурная схема линейного двигателя, в котором реализован описанный выше принцип, представлена на Рис. 1. Двигатель включает в себя два изгибных силовых элемента СЭ1 и СЭ2, которые одними концами шарнирно закреплены на корпусе двигателя, а другими на штоке - подвижном элементе двигателя. В данном линейном

двигателе силовые элементы подвергаются деформации изгиба, вследствие чего расстояние L между шарнирами одного из них уменьшается, а другого увеличивается.

Шарниры силовых элементов устанавливаются на одной оси, которая на схеме показана пунктиром. Перемещение штока в двигателе вдоль этой оси организовано с помощью специальных направляющих элементов, которые на схеме не показаны.

На Рис. 1а показано начальное положение штока двигателя, в котором первый силовой элемент СЭ1 находится в максимально изогнутом состоянии, при этом расстояние между его шарнирами составляет L_0^1 , а второй силовой элемент СЭ2, наоборот, максимально выпрямлен и расстояние между шарнирами этого элемента составляет L_0^2 . На Рис. 1б показано конечное положение штока, в котором после нагрева первого элемента СЭ1, он вернул предварительно заданную деформацию, выпрямился и восстановил свою форму, при этом расстояние между его шарнирами увеличилось до L_1^1 , переместил шток как показано на рисунке слева направо (условно принятое за направление движения «вперед») на величину перемещения $+X_{\text{макс}}$ и изогнул второй силовой элемент СЭ2 вследствие чего расстояние между шарнирами уменьшилось до L_0^2 . Для реализации полного цикла работы двигателя необходимо обеспечить возврат штока в исходное положение, переместив его справа налево, то есть в направлении «назад» на величину $-X_{\text{макс}}$. Это достигается путем нагрева второго элемента СЭ2 при одновременном охлаждении первого СЭ1. Такая организация тепловых режимов нагрев – охлаждение силовых элементов обеспечивает многократную циклическую работу двигателя.

Максимальная температура нагрева ограничена началом процесса деградации свойств материала силовых элементов [6, 7], причем из эксплуатационных соображений она может быть ограничена дополнительно, а температура, до которой осуществляется охлаждение элементов, соответствует температуре конца прямого мартенситного превращения и также зависит от условий эксплуатации двигателя.

При необходимости шток может быть остановлен на любой фазе цикла в любой точке X между крайними положениями, как показано на Рис. 1с. Из этого промежуточного положения можно возобновить движение штока в любом направлении путем нагрева-охлаждения соответствующих элементов. Организация описанной выше работы двигателя осуществляется с помощью системы управления тепловыми режимами силовых элементов с обратной связью по температурам силовых элементов соответственно $T_1(\tau)$ и $T_2(\tau)$ и по положению штока $X(\tau)$ как функциями от времени τ [2].

Условием движения штока в направлении против нагрузки и совершения полезной работы является следующий баланс сил:

$$F_{\text{акт}} - F_{\text{деф}} = F_{\text{дв}} > F_{\text{н}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{акт}}$ – сила, развиваемая активным силовым элементом, который необходимо нагреть для движения в выбранном направлении, Н; $F_{\text{деф}}$ – сила, требуемая для деформации противоположного силового элемента, Н; $F_{\text{дв}}$ – сила, развиваемая двигателем в заданном направлении, Н; $F_{\text{н}}$ – сила сопротивления движению штока, Н.

В свою очередь, условием остановки и позиционирования штока в любой точке X внутри диапазона $[0, X_{\text{макс}}]$ является равенство развиваемой двигателем силы с нагрузкой на шток:

$$F_{\text{акт}} - F_{\text{деф}} = F_{\text{дв}} = F_{\text{н}}. \quad (2)$$

Основными характеристиками линейных двигателей являются максимальный ход штока $X_{\text{макс}}$, развиваемая сила $F_{\text{дв}}$ и, соответственно, совершаемая полезная работа A , [Дж] при перемещении штока при полном ходе:

$$A = \int_0^{X_{\text{макс}}} F_{\text{дв}}(X) dX. \quad (3)$$

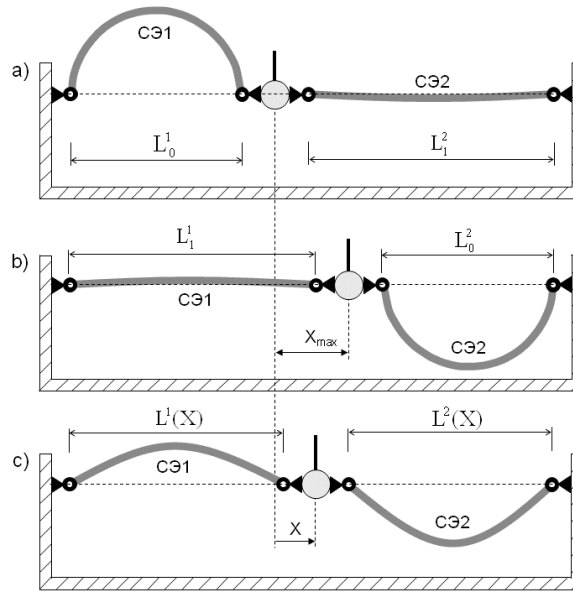


Рис. 1. Структурная схема линейного двигателя с изгибными силовыми элементами.
 а – начальное положение штока двигателя, б – конечное положение штока,
 с – промежуточное положение штока.

2. Математическая модель изгибного силового элемента для линейного двигателя

Для расчета характеристик линейного двигателя была разработана математическая модель изгибного силового элемента, которая устанавливает связь между названными выше характеристиками двигателя – ходом штока X , развиваемой силой $F_{\text{дв}}$ и функциональными свойствами материала – максимальной обратимой деформацией $\varepsilon_{\text{ф}}$, генерируемыми при нагревании напряжениями $\sigma_{\text{акт}}$ и напряжениями необходимыми для деформирования на стадии охлаждения $\sigma_{\text{деф}}$ [8, 9]. Математическая модель построена на предположении, что силовой элемент выполнен в виде прутка диаметром d и длиной в исходном недеформированном состоянии L_1 (см. Рис. 1), а форма силового элемента при его изгибе является дугой окружности с радиусом R . Вследствие этого деформация ε имеет постоянное распределение по длине элемента и равна:

$$\varepsilon = d/(2R). \quad (4)$$

Длина силового элемента L_1 принимается равной половине окружности при его изгибе до деформации $\varepsilon_{\text{ф}}$:

$$L_1 = \frac{1}{2} \pi \frac{d}{\varepsilon_{\text{ф}}}. \quad (5)$$

В этом случае расстояние между шарнирами L_0 в максимально изогнутом состоянии (Рис. 1) равно диаметру этой окружности:

$$L_0 = d/\varepsilon_{\text{ф}}. \quad (6)$$

Расстояние между шарнирами изгибного силового элемента можно рассматривать как его функциональный размер, который может изменяться в пределах от L_0 до L_1 , обеспечивая движение штока двигателя, а разность между двумя крайними положениями подвижного шарнира силового элемента определяет величину максимального хода штока:

$$X_{\text{макс}} = L_1 - L_0 = \frac{\pi-2}{2} \frac{d}{\varepsilon_{\text{ф}}} = 0,57 L_0. \quad (7)$$

Таким образом, изгибный силовой элемент способен изменять свой функциональный размер на 57 % и использование его в линейном двигателе обеспечивает относительно большие перемещения штока по сравнению с размерами двигателя.

Текущий между двумя крайними положениями размер силового элемента с промежуточным значением его изгибной деформации ε равен

$$L(X(\varepsilon)) = 2R(\varepsilon) \sin\left(\frac{1}{2} \frac{L_1}{R(\varepsilon)}\right) = \frac{d}{\varepsilon} \sin\left(\frac{\pi}{2} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_\phi}\right). \quad (8)$$

Откуда

$$X(\varepsilon) = L(X(\varepsilon)) - L_0 = \frac{d}{\varepsilon} \sin\left(\frac{\pi}{2} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_\phi}\right) - \frac{d}{\varepsilon_\phi} = \frac{d}{\varepsilon_\phi} \left(\varepsilon_\phi \sin\left(\frac{\pi}{2} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_\phi}\right) - 1 \right). \quad (9)$$

Максимальный прогиб силового элемента H , т.е. отклонение его середины от линии, соединяющей шарниры, также можно выразить как функцию от деформации силового элемента:

$$H(\varepsilon) = R(\varepsilon) \left(1 - \cos\left(\frac{1}{2} \frac{L_1}{R(\varepsilon)}\right) \right) = \frac{1}{2} \frac{d}{\varepsilon} \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_\phi}\right) \right). \quad (10)$$

При этом расстояние или координата Y вдоль линии шарниров от неподвижного шарнира до середины силового элемента равна:

$$Y = \frac{1}{2} L(X(\varepsilon)). \quad (11)$$

Силу, развиваемую штоком двигателя также можно выразить как функцию от деформаций силовых элементов следующим образом:

$$F_{\text{дв}} = F_{\text{акт}} - F_{\text{деф}} = \frac{M_{\text{акт}}(\sigma_{\text{акт}}, \varepsilon_{\text{акт}}, T_{\text{акт}})}{H(\varepsilon_{\text{акт}})} - \frac{M_{\text{деф}}(\sigma_{\text{деф}}, \varepsilon_{\text{деф}}, T_{\text{деф}})}{H(\varepsilon_{\text{деф}})}, \quad (12)$$

где $M_{\text{акт}}$ и $M_{\text{деф}}$ – изгибающие моменты в сечении максимального прогиба активного и деформируемого силовых элементов. Приведенная формула демонстрирует обратно пропорциональную зависимость силы двигателя от прогибов силовых элементов, которые в свою очередь зависят от формы силовых элементов.

Предложенная модель позволяет рассчитать величину максимальной развиваемой двигателем силы $F_{\text{дв}}$, величину хода штока $X_{\text{макс}}$, а также относительно просто определять зависимость генерируемой изгибным силовым элементом силы от величины его хода. Последняя характеристика становится очень важной при разработке алгоритмов управления температурами каждого из силовых элементов. Такие алгоритмы необходимы для управления двигателем, например, при смене направления движения или при позиционировании – остановке и удержании штока в требуемой точке в условиях работы с переменной нагрузкой на штоке.

При испытаниях прототипов двигателей с изгибными силовыми элементами было замечено, что форма силового элемента отличается от дуги окружности. Это приводит к отличию расчетных и экспериментальных характеристик двигателей. В связи с этим было необходимо провести исследование формы изгибного силового элемента и оценить её отклонение от принятой в модели дуги окружности.

3. Экспериментальное исследование формы изгибного силового элемента

В качестве экспериментального образца использовался сверхупругий силовой элемент, в котором реализуется превращение в мартенситную фазу под действием напряжения при постоянной температуре. Для исследования формы силового элемента осуществлялся его изгиб при комнатной температуре возрастающей продольной силой, что соответствует силовым условиям работы в двигателе. Так как характер распределения напряжений по длине силового элемента при изгибе продольной силой зависит только от его формы, предложенный подход позволяет на сверхупругом элементе без изменения температуры имитировать функционирование элемента с эффектом памяти в термоцикле при изменении температуры.

Для проведения экспериментальных исследований использовался изгибный силовой элемент из сверхупругого монокристаллического сплава Cu–14.2%Al–4%Ni с осью вдоль кристаллографического направления $\langle 100 \rangle$ и температурами мартенситных

превращений $M_n = 233 \text{ K}$, $M_k = 230 \text{ K}$, $A_n = 265 \text{ K}$, $A_k = 274 \text{ K}$, в котором происходит превращение аустенитной β_1 -фазы в β_1' -мартенситную фазу [10]. Исследования проводились на установке Instron-1341 при комнатной температуре.

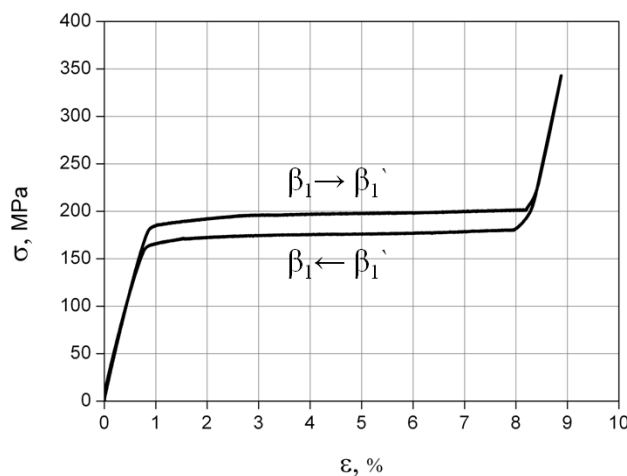


Рис. 2. Диаграмма растяжения монокристаллического сплава Cu–14.2%Al–4%Ni при комнатной температуре.

На Рис. 2. приведена диаграмма растяжения исследуемого сплава, на которой можно выделить три характерных участка. На первом участке вплоть до деформации 1 % наблюдается упругая деформация аустенитной β_1 -фазы. В пределах этого участка разгрузка образца происходит практически без гистерезиса по напряжению. На втором участке при достижении напряжений 180–200 МПа происходит интенсивная деформация образца за счет образования под действием напряжения β_1' -мартенситной фазы, на диаграмме деформирования образуется плато, протяженность которого достигает 7 %. На третьем участке дальнейшее увеличение уровня напряжений приводит к упругой деформации уже образовавшейся β_1' -мартенситной фазы. В пределах этого участка, так же как и на первой стадии, разгрузка образца происходит практически без гистерезиса по напряжению. При дальнейшей разгрузке при достижении напряжений 180–160 МПа происходит обратное превращение β_1' -мартенситной фазы в аустенитную β_1 -фазу, которое сопровождается возвратом всей ранее накопленной псевдоупругой деформации. И, наконец, полное разгружение приводит к возврату упругой деформации уже аустенитной β_1 -фазы.

Для изгибного силового элемента использовался пруток диаметром 5 мм и длиной 112.5 мм, который был шарнирно закреплен в захватах испытательной машины. Для определения распределения деформации по длине образца на нём были нанесены 45 риска с шагом 2.5 мм. В ходе эксперимента образец подвергался нагружению продольной силой путем перемещения штока испытательной машины. В процессе нагружения проводилась остановка захватов машины 22 раза с целью фотофиксации формы образца по программе 15 шагов хода штока по 1 мм и далее 7 шагов по 5 мм. На Рис. 3а показаны последовательные фазы изгиба образца.

Для оценки отклонения формы изогнутого силового элемента от дуги окружности для каждого i -го шага нагружения путем обработки фотографий (см. Рис. 3б) измерялся экспериментальный прогиб H_i^3 центра силового элемента с координатой центра Y_i относительно оси приложения силы (Рис. 4, кривая 1). Для тех же значений хода штока вычислялись расчетные прогибы центра H_i^p (Рис. 4, кривая 2) модельного силового элемента, деформирующегося в соответствии с описанной выше моделью по дуге окружности, длина и фазовая деформация которого соответствуют экспериментальному образцу.

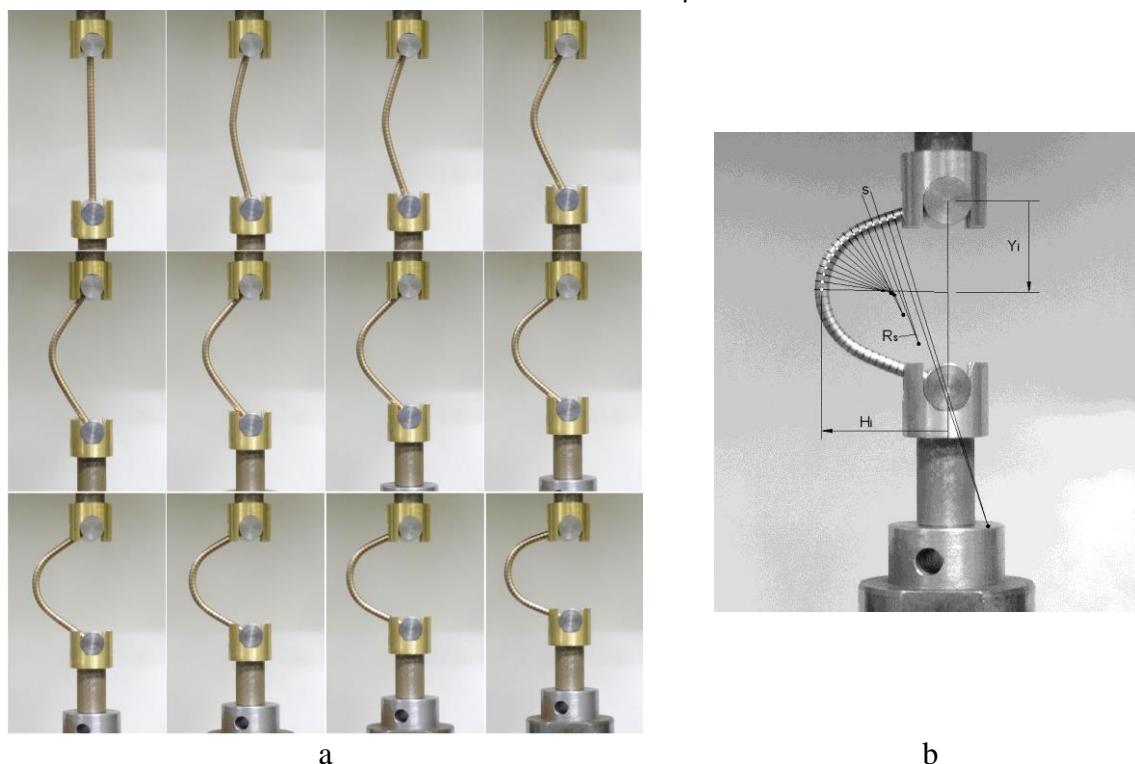


Рис. 3. (а) Последовательные фазы изгиба элемента для 0, 3, 5, 10, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21 и 22 шага перемещения штока испытательной машины. (б) Методика определения радиусов кривизны выделенных сегментов изгибного элемента. H_i – прогиб центра изгибного элемента, Y_i – осевая координата центра.

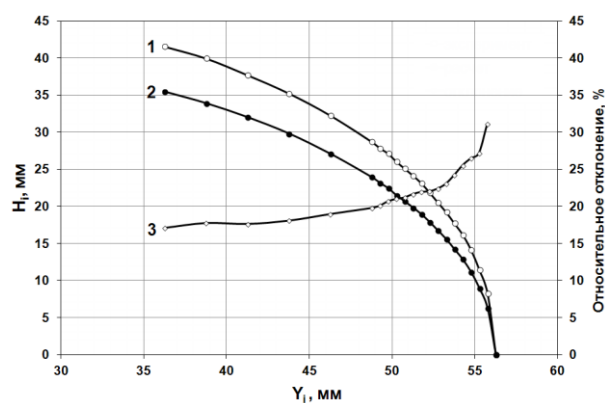


Рис. 4. Зависимости экспериментального $H_i^э$ (1), расчетного $H_i^р$ (2) прогибов и относительного отклонения δ_i (3) для центра изогнутого элемента с осевой координатой Y_i при пошаговом нагружении.

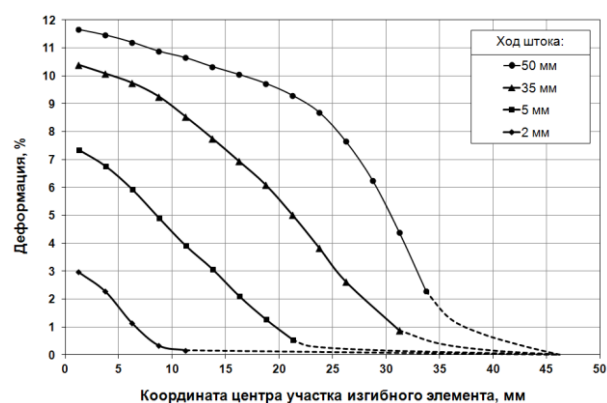


Рис. 5. Распределение деформации по длине силового элемента, начиная от центра, для ряда значений хода штока испытательной машины.

На Рис. 4 кривая 3, приведено относительное отклонение экспериментальных значений от расчетных. Относительное отклонение δ_i определялось по формуле:

$$\delta_i = \frac{H_i^э - H_i^р}{H_i^р} \cdot 100\% . \quad (13)$$

Величина относительного отклонения на первом шаге нагружения достигает 31 %, по мере увеличения прогиба она монотонно уменьшается до 17 %. Это связано с тем, что

форма изгибного элемента приближается к дуге окружности за счет вовлечения в процесс изгиба все большей доли длины элемента, что хорошо прослеживается на Рис. 3.

Рисунок 3b демонстрирует методику определения деформации по длине силового элемента. По фотографии определялись радиусы кривизны R_s s-го участка изогнутого элемента последовательно, начиная от центра.

Деформация ε_s для s-го участка вычислялась по формуле:

$$\varepsilon_s = d/(2R_s), \quad (14)$$

где: d - диаметр силового элемента; R_s - радиус кривизны s-го участка силового элемента.

На Рис. 5 приведен график распределения деформации по длине силового элемента для разных значений хода штока. При изгибе деформация распределена неравномерно и падает от максимального значения в центре элемента до нуля в шарнирном закреплении на его конце. При максимальной степени изгиба элемента величина деформации достигает 12 % за счет последовательного суммирования трех деформаций (Рис. 2): упругой деформации аустенитной β_1 -фазы монокристалла Cu – Al – Ni, образования под действием напряжения β_1' -мартенситной фазы и её последующей упругой деформации. Таким образом, по длине элемента можно выделить три характерных участка, на которых реализуются различные типы деформаций. На участке с деформацией до 1 % происходит только упругая деформация аустенитной β_1 -фазы, на следующем участке с деформацией от 1 до 8 % реализуется превращение $\beta_1 \rightarrow \beta_1'$ и, наконец, на участке с деформацией более 8 % деформируется мартенситная β_1' -фаза.

В результате максимальная деформация значительно превышает обратимую фазовую деформацию. Тем не менее, при разгрузке силовой элемент из монокристалла Cu-Al-Ni демонстрирует полное восстановление формы, что говорит об отсутствии остаточных пластических деформаций.

4. Выводы

Установлено, что при изгибе продольной силой силового элемента двигателя деформация по его длине распределяется неравномерно с максимумом в центре и падением до нуля на концах. По мере возрастания силы и увеличения степени изгиба максимальная деформация силового элемента может превышать фазовую деформацию, что, в свою очередь, может приводить к возникновению необратимой пластической деформации. В связи с этим обстоятельством в качестве материала силового элемента двигателя необходимо использовать такой материал, у которого максимально подавлен канал необратимой пластической деформации. Этому условию соответствуют монокристаллические сплавы на основе Cu–Al–Ni, которые при изгибе демонстрируют большие обратимые деформации вплоть до 12 % при полном отсутствии остаточных пластических деформаций.

Рассмотренная расчетная модель изгибного силового элемента позволяет с приемлемой точностью выполнять оценочные проектировочные расчеты характеристик линейных двигателей. Для повышения точности расчетов необходимо учесть неравномерный характер распределения деформаций по длине силового элемента.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект №16–19–00129).

Литература

- [1] J. William Buehler, M. David Goldstein // *US Patent 3403238*.
- [2] Y. Furuya, H. Shimada, In: *Engineering aspects of shape memory alloys* (1990), p. 338.
- [3] A. Priadko, S. Pulnev, I. Viahhi, V. Vetrov, V. Yudin, In: *ACTUATOR 98* (Bremen, Germany, 1998), p. 478.
- [4] A. Priadko, S. Pulnev, I. Viahhi. In: *SMST-2000* (Pacific Grove, CA, USA, 2000), p. 225.
- [5] S. Besseghini, S. Pittaccio, E. Villa, S. Viscuso // *Sensors and Actuators A* **158** (2010) 160.

- [6] С.А. Пульнев, В.И. Николаев, Г.А. Малыгин, С.Л. Кузьмин, В.В. Шпейзман, С.П. Никаноров // *Журнал технической физики* **76** (2006) 42.
- [7] В.И. Николаев, С.А. Пульнев, Г.А. Малыгин, В.В. Шпейзман, С.П. Никаноров // *Физика твердого тела* **50** (2008) 2079.
- [8] S. Pulnev, V. Nikolaev, A. Priadko, A. Rogov, I. Viahhi, In: *SMST-2010* (Pacific Grove, California, USA, 2010), p. 499.
- [9] С.А. Пульнев, В.И. Николаев, А.И. Прядко, А.В. Рогов, А.В. Чикиряка, С.П. Никаноров // *Известия РАН, Серия физическая* **73** (2009) 1482.
- [10] H. Horikawa, S. Ichinose, K. Moorii, S. Miyazaki, K. Otsuka // *Metallurgical Transactions A* **19(4)** (1988) 915.

INVESTIGATION OF SINGLE CRYSTAL Cu-Al-Ni ALLOY BENDING FORCE ELEMENTS FOR LINEAR MOTORS

A.I. Priadko^{1,2}, S.A. Pulnev^{1*}, V.I. Nikolaev¹, A.V. Rogov^{1,2}, O.A. Shmakov^{1,2},
S.N. Golyandin¹, A.V. Chikiryaka¹

¹Ioffe Institute, Polytechnicheskaya 26, St. Petersburg, 194021, Russian Federation

²Russian state scientific center for robotics and technical cybernetics,
Tikhoretsky pr. 21, S.-Petersburg, 194064, Russian Federation

*e-mail: pulnev@mail.ioffe.ru

Abstract. Functional characteristics of super-elastic bending force element made of single crystal Cu-Al-Ni alloy were experimentally studied. The deformation of the bending element was found to be uneven along the length of the element and had a maximum value at the center. Comparison between analytical and experimental results revealed discrepancy between calculated and measured characteristics, which could be attributed to the deviation of the actual shape of the bending element from that employed in the model.

The work was supported by the RNF (project №16-19-00129).

References

- [1] J. William Buehler, M. David Goldstein // *US Patent 3403238*.
- [2] Y. Furuya, H. Shimada, In: *Engineering aspects of shape memory alloys* (1990), p. 338.
- [3] A. Priadko, S. Pulnev, I. Viahhi, V. Vetrov, V. Yudin, In: *ACTUATOR 98* (Bremen, Germany, 1998), p. 478.
- [4] A. Priadko, S. Pulnev, I. Viahhi. In: *SMST-2000* (Pacific Grove, CA, USA, 2000), p. 225.
- [5] S. Besseghini, S. Pittaccio, E. Villa, S. Viscuso // *Sensors and Actuators A* **158** (2010) 160.
- [6] S.A. Pulnev, V.I. Nikolaev, G.A. Malygin, S.L. Kuzmin, V.V. Shpeizman, S.P. Nikanorov // *Technical Physics* **51** (2006) 1004.
- [7] V.I. Nikolaev, S.A. Pulnev, G.A. Malygin, V.V. Shpeizman, S.P. Nikanorov // *Physics of the Solid State* **50** (2008) 2170.
- [8] S. Pulnev, V. Nikolaev, A. Priadko, A. Rogov, I. Viahhi, In: *SMST-2010* (Pacific Grove, California, USA, 2010), p. 499.
- [9] S. Pulnev, V. Nikolaev, A. Priadko, A. Rogov, A. Chikiryaka, S.P. Nikanorov // *Bulletin of the Russian Academy of Sciences: Physics* **73** (2009) 1398.
- [10] H. Horikawa, S. Ichinose, K. Moorii, S. Miyazaki, K. Otsuka // *Metallurgical Transactions A* **19(4)** (1988) 915.