

УДК 623.06.02

Анализ условий фиксации спутников в рабочих позициях

Колесников Л. А.^{1,*}

[*kolesnikova1950@list.ru](mailto:kolesnikova1950@list.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Приспособления-спутники автоматических линий выполняют функции технологического и транспортного оборудования. Однако, проектирование их ведется на основе общих положений проектирования станочных приспособлений. Весьма актуальным является расчет основных конструктивных параметров рабочих позиций на основе особенностей их функционирования. При транспортировании спутников по рабочим позициям имеет место несовпадение осей базовых втулок спутника и фиксаторов позиции. В работе выявлены факторы, влияющие на это, и определены условия обеспечивающие безотказность фиксации. Фиксация спутника ведется цилиндрическим и ромбическим фиксаторами одновременно. Далее ведется расчет усилия фиксации, исходя из массы спутника (вместе с заготовкой) и геометрических параметров механизма фиксации. Выявлены три этапа перемещения фиксатора в вертикальной плоскости при установке спутника в рабочей позиции: – свободный ход фиксатора до встречи с базовой втулкой; – длина хода фиксатора при контакте его заходной фаски с фаской втулки; – длина хода фиксатора по цилиндрической поверхности втулки. Исследование этого процесса позволило рассчитать время фиксации спутника и динамические нагрузки, действующие на фиксатор. Эти расчеты дали возможность рассчитать необходимый диаметр фиксатора. Представленные расчеты позволяют обоснованно назначать основные конструктивные параметры рабочих позиций спутниковых автоматических линий.

Ключевые слова: расчет конструктивных параметров рабочих позиций автоматических линий

Безотказность работы автоматических линий зависит от работы транспортеров и механизмов фиксации спутников в рабочих позициях. Процесс автоматической фиксации, протекает в условиях динамического взаимодействия спутника и фиксаторов. Это неизбежно отражается на сроке службы элементов фиксации и на точности фиксации спутников. Процесс фиксации оказывает влияние и на производительность автоматической линии, т.к. время фиксации и расфиксации спутников, наряду с временем межпозиционного транспортирования, входит составной частью в цикловые потери времени. Отказы в фиксации приводят к простоям автоматической линии. Безотказность фиксации обеспечива-

ется, с одной стороны, конструктивно – технологическими параметрами элементов фиксации, а с другой стороны – стабильностью хода и остановки транспортера.

При транспортировании спутников по рабочим позициям автоматической линии имеет место некоторое несовпадение осей базовых втулок спутника и фиксаторов позиции (рис.1).

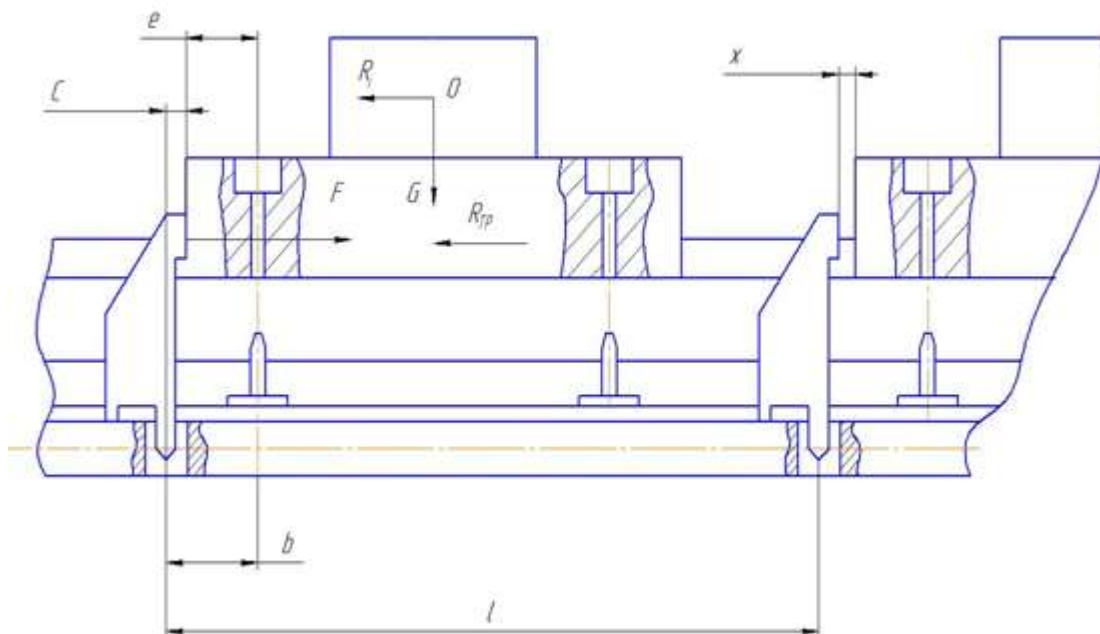


Рис.1 Факторы, влияющие на несовпадение осей базовых втулок и фиксаторов при транспортировании спутников

Величины проекций h_1 и h_2 (рис.2) фасок втулки спутника и фиксатора на направление транспортирования должны быть минимальными для выполнения условия фиксации спутников выражаемого соотношением:

$$h_1 + h_2 = \Delta_{тр} \quad (1)$$

где: $\Delta_{тр}$ - погрешность положения осей базовых втулок спутника относительно фиксаторов позиции в конце транспортирования.

В случае невыполнения неравенства (1) произойдет отказ в фиксации, т.к. втулка и фиксатор соприкоснутся своими торцевыми поверхностями, а не по фаскам.

При использовании шаговых штанговых транспортеров с собачками величина погрешности положения спутника в конце транспортирования выражается зависимостью

$$\Delta_{mpc} = f(\Delta_x, \Delta_e, \Delta_c, \Delta_l, \Delta_b, \Delta_p)$$

где: Δ_x - случайная составляющая проскальзывания спутника после остановки транспортера под действием сил инерции;

Δ_e - поле рассеивания размеров между поверхностью спутников, в которую упираются собачки транспортера и осью базовых отверстий втулок спутников;

Δ_c - поле рассеивания размеров от осей вращения собачек до их рабочих поверхностей, измеренное в направлении перемещения спутников;

Δ_l - разброс положений собачек на штанге транспортера;

Δ_b - поле рассеивания положений собачек на штанге транспортера относительно фиксаторов позиций;

Δ_p - неточность рабочего хода транспортера;

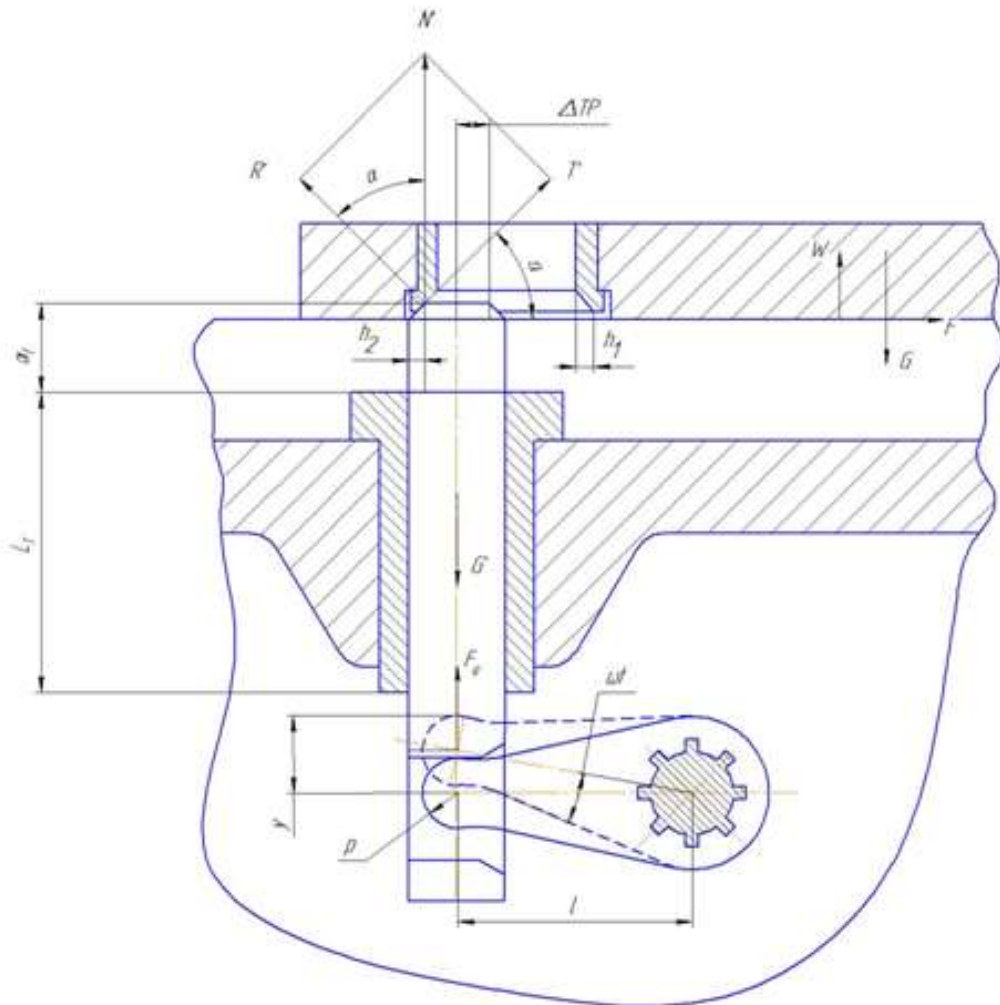


Рис.2 Схема для расчета конструктивных параметров фиксатора

Принимая во внимание, что каждую позицию автоматической линии обслуживает своя отдельная собачка, для отдельной позиции

$$\Delta_{\text{трс}} = f(\Delta_x, \Delta_e, \Delta_H, \Delta_p)$$

Здесь вместо $\Delta_c, \Delta_l, \Delta_b$ входит составляющая Δ_H – погрешность настроечного размера собачки относительно фиксатора позиции.

Величину настроечного размера H следует принимать несколько больше, чем расстояние от оси базовой втулки спутника до поверхности, в которую упирается собачка, т. е. $H \geq e$.

Это условие необходимо для нормальной фиксации спутников в рабочих позициях. В противном случае собачка транспортера будет мешать «наживлению» втулок спутника на фиксаторы позиции.

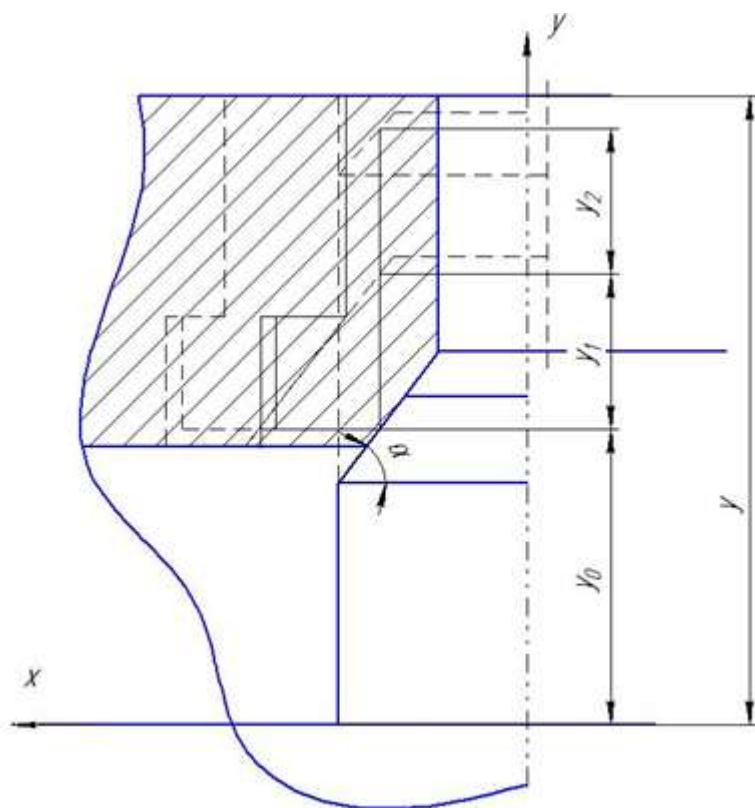


Рис. 3 Схема к определению геометрических параметров заходных фасок

Считая, что рассеивание величин $\Delta_x, \Delta_e, \Delta_H, \Delta_p$ подчиняется закону нормального распределения и приняв соответствующие коэффициенты относительного рассеивания K , запишем зависимость $\Delta_{\text{трс}}$ в виде:

$$\Delta_{\text{трс}} = \sqrt{(K_x \Delta_x)^2 + (K_e \Delta_e)^2 + (K_H \Delta_H)^2 + (K_p \Delta_p)^2}$$

Из всех слагаемых, входящих в это выражение, при применении шаговых транспортеров с собачками, наибольших величин может достичь Δ_x – величина проскальзывания спутника после остановки транспортера. Величина Δ_x зависит от массы G спутника с заготовкой, усилия F со стороны собачки, силы трения $R_{\text{тр}}$ между спутником и опорными планками позиции, силы инерции R_i .

Величина проскальзывания Δ_x носит случайный характер и может быть определена по формуле:

$$\Delta_x = \frac{1}{2g} \left(\frac{U_{\tau \max}^2}{f_{\min}} - \frac{U_{\tau \min}^2}{f_{\max}} \right)$$

где: $U_{\tau \max}$ и $U_{\tau \min}$ – нестабильность скорости движения транспортера в конце рабочего хода;

$f_{\min}, f_{\max}$ – нестабильность коэффициента трения в местах контакта спутника в направляющих;

g – ускорение силы тяжести.

Применением на автоматической линии шаговых транспортеров с флажками, исключается проскальзывание спутника и зависящая от этого погрешность $\Delta_x = 0$. Но здесь

появляется своя погрешность Δ_k , определяемая зазором в сопряжении флажок транспортера – паз в корпусе спутника.

Величина погрешности положения спутника относительно фиксаторов в конце транспортирования шаговым транспортером с флажками определится

$$\Delta_{\text{тр}\phi} = \sqrt{(K_k \Delta_k)^2 + (K_e \Delta_e)^2 + (K_H \Delta_H)^2 + (K_p \Delta_p)^2}$$

В общем случае можно принимать, что $\Delta_{\text{тр}c} > \Delta_{\text{тр}\phi}$, т.к. $\Delta_x > \Delta_k$. Для линий с шаговыми штанговыми транспортерами с собачками:

$$(h_1 + h_2) \geq \Delta_{\text{тр}c}$$

для линий с шаговыми транспортерами с флажками

$$(h_1 + h_2) \geq \Delta_{\text{тр}\phi}$$

При соблюдении указанного неравенства достаточным условием фиксации является усилие выдвижения фиксатора $F\phi$, определяемое по формуле, полученной на основе рассмотрения действующих на фиксатор сил (рис. 2)

$$F_\phi = Gf[\text{ctg } \alpha + 2f(1 + \frac{a_T}{L_T})]$$

где: G – масса спутника (вместе с заготовкой);

f – коэффициент трения спутника о направляющие планки;

α – угол заходных фасок фиксаторов и базовых втулок спутника;

a_T – вылет фиксатора;

L_T – длина направляющей втулки фиксатора.

Фиксация спутника производится цилиндрическим и ромбическим фиксаторами одновременно. Однако смещение спутника на базовой плоскости в продольном направлении (направление транспортирования) производит цилиндрический фиксатор, а в поперечном – ромбический. Поэтому для обеспечения надежной фиксации спутника расчет ведем из условия, что на каждый фиксатор (цилиндрический и ромбический) действует полная масса спутника с установленной в нем заготовкой.

Таким образом, усилие выдвижения фиксатора F_ϕ зависит от массы спутника, от отношения длины вылета фиксатора к длине его направления в направляющей втулке.

Значительное влияние на усилие выдвижения оказывают углы заходных фасок базовой втулки и фиксатора. Указанный угол является углом передачи усилия от фиксатора к втулке спутника. В то же время угол α является важным конструктивно – технологическим параметром. Для уменьшения усилия фиксации следует увеличивать угол α . Однако с увеличением угла α при соблюдении величин h_1 и h_2 увеличивается длина выдвижения фиксатора, что удлиняет цикл работы линии.

В связи с этим рассмотрим динамическое взаимодействие спутника и фиксаторов во времени.

Реакция со стороны спутника на фиксатор определяется выражением:

$$N' = \frac{R'}{\cos \alpha}$$

Усилие R' определяется из условия равновесия спутника под действием его массы G сила трения F' в точке касания заходных фасок втулки и фиксатора

$$R' = \frac{G}{\frac{f' \cos \alpha}{f} + tg \alpha \sin \alpha - f \sin \alpha + \cos \alpha}$$

Движение фиксатора вверх происходит под действием сил N' , F_ϕ и массы m' фиксатора. Дифференциальное уравнение движения фиксатора запишется в виде

$$y'' = -\left(\frac{N' - F_\phi}{m'} + g\right)$$

где: m' - масса фиксатора; $g = 9.81$ м/сек² - ускорение силы тяжести.

Дважды интегрируя предыдущее уравнение, находим закон движения фиксатора в вертикальной плоскости:

$$y = y_0 + V_0 t - \left(\frac{N' - F_\phi}{m'} + g\right) \frac{t^2}{2}, \quad (2)$$

где: y – вертикальное перемещение фиксатора;

y_0 – начальная координата фиксатора (принимается равной радиусу ρ скругления рычага);

V_0 – скорость фиксатора в момент начала его движения в базовой втулке в м/сек;

t – время, затрачиваемое на выдвижение фиксатора в сек.

Скорость V_0 определяется по формуле

$$V_0 = \omega l,$$

где: l – длина рычага;

ω – угловая скорость его вращения в 1/сек (в момент начала выдвижения фиксатора).

Перемещение фиксатора, воспроизводимое механизмом, характеризуется функцией:

$$y = l \sin \omega t + \rho$$

Параметры l и ω определяем из условия квадратического приближения функций на участке соответствующем времени t_c срабатывания механизма фиксации, имеем:

$$\omega = \frac{5.15}{t_c}; \quad l = \frac{(\frac{N' - F_\phi}{m}) t_c^2}{1.63}$$

Таким образом, из полученных формул видно, что время выдвижения фиксатора связано с массой спутника, массой фиксатора m' и длиной рычага l , в свою очередь, зависящей от длины хода фиксатора.

Длина y хода фиксатора состоит из трех слагаемых (рис.3).

$$y = y_0 + y_1 + y_2,$$

где: y_0 – свободный ход фиксатора до встречи с базовой втулкой;

y_1 – длина хода фиксатора при контакте его заходной фаски с фаской втулки;

y_2 – длина хода фиксатора по цилиндрической поверхности втулки.

На составляющую y_1 большое влияние оказывает угол фаски при рекомендованных значениях величин h_1 и h_2 . Длина хода фиксатора y_1 определяется по формуле:

$$y_1 = (h_1 + h_2) ctg \alpha,$$

Таким образом, приняв значения $G, m', t, V_0, h_1, h_2, y_0, y_1$ и решив уравнение (2) относительно α , определим величину угла заходных фасок.

Движение спутника в горизонтальной плоскости при фиксации его в рабочей позиции определяет требования к прочности фиксаторов и к их размерам. Движение в горизонтальной плоскости можно разделить на два этапа: перемещение при входе конусной части (заходной фаски) фиксатора во втулку и затухающие колебания спутника при движении цилиндрической части фиксатора во втулке.

Закон движения платформы спутника в горизонтальной плоскости на первом этапе имеет вид:

$$X = X_0 + V_0 ctg \alpha t - \left(\frac{N' - F_\phi}{m'} + g \right) ctg \alpha \frac{t^2}{2},$$

На втором этапе движение платформы описывается уравнением:

$$\ddot{X} = -f g,$$

двухкратное интегрирование которого дает следующее решение:

$$x = x_{0'} + V_{0x} t - \frac{f g t^2}{2},$$

где: V_{0x} – значение скорости спутника в конце первого этапа или в начале второго;

$x_{0'}$ – значение перемещения спутника в конце первого этапа или в начале второго.

Время первого этапа определяется в предположении, что $X_0 = 0$ и перемещение в конце первого этапа равно h_1 . Имеем:

$$t_1 = \frac{V_0 ctg \alpha \pm \sqrt{V_0^2 ctg^2 \alpha + 2 \left(\frac{N' - F_\phi}{m'} + g \right) h_1 ctg \alpha}}{\left(\frac{N' - F_\phi}{m'} + g \right) ctg \alpha},$$

Промежуток времени от момента входа фиксатора во втулку до удара последней о фиксатор определяется аналогичным образом:

$$t_2 = \frac{V_{0x} \pm \sqrt{V_{0x}^2 - 2 f g S_1}}{f g},$$

где: S_1 – диаметральный зазор в сопряжении базовой втулки спутника с фиксатором. Скорость V_{0x} определяется по формуле:

$$V_{0x} = V_0 ctg \alpha - \left(\frac{N' - F_\phi}{m'} + g \right) ctg \alpha t_1,$$

Максимальная скорость V_{max} , с которой втулка ударяется о фиксатор, определяется следующей зависимостью:

$$V_{max} = V_{0x} - f g t_2,$$

Наибольшее усилие, действующее на фиксатор при ударе, определяется выражением:

$$Q_{max} = \frac{(1+K) m V_{max}}{2 t_2},$$

где: m – масса спутника;

K – коэффициент восстановления при ударе, $K=5/9$.

На основании полученных формул можно рассчитать диаметр фиксаторов.

В момент контакта фиксатора с базовой втулкой заходными фасками действует сила N' в вертикальной плоскости. В момент контакта фиксатора и втулки цилиндрическими поверхностями на фиксатор действует сила Q_{max} в горизонтальной плоскости. Промежуток времени между действием сил N' и Q_{max} , по данным эксперимента составляет менее 0.1 сек. Поэтому расчет диаметра фиксатора ведем при одновременном действии указанных сил.

Сила N' вызывает внецентренное сжатие фиксатора. По центру прикладываем две равные, но противоположные по направлению силы N' . Сила N' , направленная по центру вниз, дает напряжения сжатия, которые определяются по формуле:

$$\sigma_T = \frac{N'}{\frac{\pi d_\phi^2}{4}} = \frac{N'}{0.785 d_\phi^2} = \frac{1.275 N'}{d_\phi^2},$$

где: d_ϕ – диаметр фиксатора.

Сила N' , направленная вверх вместе с исходной силой N' , дает изгибающий момент M_1 , этот момент равен:

$$M_1 = \frac{N' d_\phi}{2} = 0.5 N' d_\phi,$$

Напряжения от этого момента определяются по формуле:

$$\sigma_M = \frac{M_1}{W},$$

Здесь W – момент сопротивления сечения, для круглого сечения $W = 0.1 d_\phi^3$.

Таким образом:

$$\sigma_{M_1} = \frac{0.5 N' d_\phi}{0.1 d_\phi^3} = \frac{5 N'}{d_\phi^2},$$

Общее нормальное напряжение от силы N определяется по формуле:

$$\sigma N_0 = \sigma_N + \sigma_{M_1} = \frac{1.275 N'}{d_\phi^2} + \frac{5 N'}{d_\phi^2} = \frac{6.275 N'}{d_\phi^2},$$

Сила Q_{max} дает изгибающий момент:

$$M_2 = Q_{max} a_T$$

Принимаем, что Q_{max} сосредоточена в области начала заходной фаски фиксатора, т.е. имеет плечо, равное максимальной величине вылета фиксатора. Такое допущение дает некоторый запас прочности фиксатора.

Изгибающий момент M_2 создает напряжение изгиба, равное $\sigma_{M_2} = \frac{M_2}{W}$, или в развернутом виде:

$$\sigma_{M_2} = \frac{Q_{max} a_T}{0.1 d_\phi^3},$$

Общее нормальное напряжение, которое возникает от сил N' и Q_{max} , определяется как сумма указанных напряжений:

$$\sigma = \frac{6.275 N'}{d_\phi^2} + \frac{Q_{max} a_T}{0.1 d_\phi^3} \leq [\sigma],$$

Для определения диаметра фиксатора используем простое выражение, считая, что $\sigma = [\sigma]$.

$$6.275N'0.1d_{\phi}^3 + Q_{max}a_T = [\sigma]0.1d_{\phi}^3$$

Или:

$$0.1\sigma d_{\phi}^3 - 6.275N'd_{\phi} - Q_{max}a_T = 0$$

Сократив это равенство на 0.1σ , получим

$$d_{\phi}^3 - \frac{0.6275N'}{\sigma}d_{\phi} - \frac{Q_{max}a_T}{0.1\sigma} = 0$$

Решение подобного кубического уравнения решается в виде $d^3 + pd + q = 0$, в нашем случае:

$$p = -\frac{0.6275N'}{\sigma}$$

$$q = -\frac{Q_{max}a_T}{0.1\sigma}$$

Для решения уравнение (3) находим:

$$\frac{p}{3} = -\frac{0.6275N'}{3\sigma} = -\frac{0.209N'}{\sigma}$$

$$\frac{q}{2} = -\frac{Q_{max}a_T}{0.1\sigma^2} = -\frac{Q_{max}a_T}{0.2\sigma} = -\frac{5 Q_{max}a_T}{\sigma},$$

Далее определяем коэффициент

$$\theta = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2 = -\left(\frac{0.209N'}{[\sigma]}\right)^3 + \left(\frac{5 Q_{max}a_T}{[\sigma]}\right)^2 = -\frac{0.086N'^3}{[\sigma]^3} + \frac{25 Q_{max}a_T}{[\sigma]^2},$$

Определяем коэффициенты:

$$A = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\theta}}$$

$$B = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\theta}}$$

С учетом полученных выражений имеем:

$$A = \sqrt[3]{\frac{5 Q_{max}a_T}{[\sigma]} + \sqrt{\theta \frac{0.086N'^3}{[\sigma]^3} + \frac{25 Q_{max}a_T}{[\sigma]^2}}}$$

$$B = \sqrt[3]{\frac{5 Q_{max}a_T}{[\sigma]} - \sqrt{\theta \frac{0.086N'^3}{[\sigma]^3} + \frac{25 Q_{max}a_T}{[\sigma]^2}}}$$

Корень исходного уравнения (3) определяется по формуле $d_{\phi} = A + B$. Комплексные решения данного уравнения не имеют в данном случае смысла. Принимая действительные решения, определяем диаметр фиксатора по формуле (в развернутом виде)

$$d_{\phi} = \sqrt[3]{\frac{5 Q_{max}a_T}{[\sigma]} + \sqrt{\theta \frac{0.086N'^3}{[\sigma]^3} + \frac{25 Q_{max}a_T}{[\sigma]^2}}} + \sqrt[3]{\frac{5 Q_{max}a_T}{[\sigma]} - \sqrt{\theta \frac{0.086N'^3}{[\sigma]^3} + \frac{25 Q_{max}a_T}{[\sigma]^2}}}, (4)$$

Полученное значение диаметра фиксатора должно быть проверено на прочность при действии касательных напряжений в сечении.

Касательные напряжения возникают от действия силы Q_{max} и вычисляются по формуле:

$$\tau = \frac{Q_{max}}{0.785d_{\Phi}^2} \leq [\tau],$$

Деформация фиксатора при ударе от силы Q_{max} определяется зависимостью

$$\Delta_x = \frac{Q_{max}a_T^3}{3EJ},$$

где: E – модуль упругости материала фиксатора;

$J = \frac{\pi d_{\Phi}^4}{64}$ – момент инерции поперечного сечения фиксатора.

Далее диаметр фиксатора проверяем по эквивалентным напряжениям по формуле:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

Если это неравенство не выполняется, то необходимо увеличить диаметр фиксатора или изменить исходные данные расчета.

Анализ условий фиксации спутников в рабочих позициях выявил взаимосвязь основных параметров элементов фиксации спутников и рабочих позиций с такими показателями, как: точность работы транспортера, продолжительность времени фиксации спутника. Полученные аналитические зависимости закона движения платформы спутника в процессе фиксации, позволяют при заданном времени фиксации и известной массе спутника, выбирать конструктивные параметры узла фиксации на основе прочностного расчета с учетом условий фиксации.

Список литературы

1. Колесников Л.А. Точность установки заготовок на автоматических линиях. Справочник технолога – машиностроителя. Том 2. Пятое издание. М.: 2001. С.382-384.
2. Справочник технолога по автоматическим линиям / под ред. А.Г. Косиловой. М.: Машиностроение, 1985. 320 с.
3. Шатилов А.А., Колесников Л.А. Установка заготовок на станках. Краткий справочник металлиста. Четвертое издание переработанное и дополненное. /под ред. А.Е. Древаля, Е.А. Скороходова. М.: 2005. С.141-180.

Analysis of the Pallet Clamping Conditions in Work Positioning

L.A. Kolesnikov^{1,*}

[*kolesnikova1950@list.ru](mailto:kolesnikova1950@list.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: calculation of structural parameters of work positioning of automatic transfer lines

Pallets of automatic transfer lines serve as the technological and work-transfer equipment. However, their design is based on the general principles of designing machine accessories. Calculation of the basic design parameters of work based on their functioning features is fairly relevant.

In pallet transfer movement over work positioning there is a mismatch between axes of the basic bushing of a pallet and the clamping locks of positioning. The paper identifies the factors influencing it, and defines the conditions to ensure the trouble-free clamping lock. The circular and rhombic clamping of pallet is simultaneous. Further, a clamping load is calculated from the pallet mass (together with the work-piece) and the geometric parameters of the pallet clamping.

The paper reveals three movement stages of the clamping lock in a vertical plane when setting the pallet in work positioning:

- a clamping lock free play till it encounters with the location bushing;
- a clamping lock play length when the lead-in chamfer contacts the bushing chamfer;
- a clamping lock play length over the circular surface of bushing.

The study of this process has allowed us to calculate the time of pallet clamping and dynamic loads acting on the clamping lock. These calculations made it possible to calculate the required diameter of the clamping lock. The presented calculations allow a reasonable assigning the main design parameters of work positioning for the pallet automatic lines.

References

4. Kolesnikov L.A. *Tochnost' ustanovki zagotovok na avtomaticheskikh liniyakh. Tom 2* [Blank adjustment accuracy on automated lines. Vol.2]. Moscow, 2001. pp. 382-384. (in Russian).
5. Kosilova A.G., ed. *Spravochnik tekhnologa po avtomaticheskim liniyam* [Technologist guide on automated lines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 320 p. (in Russian).
6. Shatilov A.A., Kolesnikov L.A. *Ustanovka zagotovok na stankakh* [Adjustment of blanks on machine tools]. Moscow, 2005. pp. 141-180. (in Russian).