

Рахманов С. Р.

Морозова Л. А.

Национальная
металлургическая
академия
Украины

УДК 621.774.35

ДИНАМИКА ЛИНИИ ПРИВОДА СТАНА ВИНТОВОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Построена динамическая модель линии привода стана винтовой прокатки труб с учетом особенностей поведения шарниров шпинделя. Установлены необходимые и достаточные условия совместного функционирования приводной линии и механизма установки угла подачи рабочих валков.

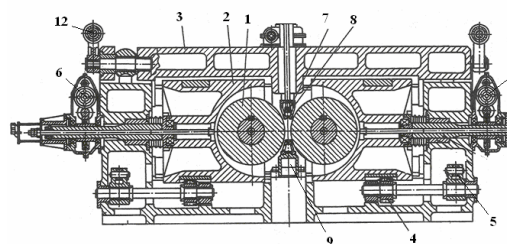
The dynamic model of line of drive of figure of the spiral rolling of pipes is built taking into account the features of conduct of hinges of шпинделя. Necessary and sufficient joint operating of drive line and mechanism of setting of corner of serve of workings rollers conditions are set.

Введение. Возможный рост производительности технологической линии современных трубопрокатных агрегатов (ТПА) существенно сдерживается уровнем форсирования скоростных и силовых режимов прошивки трубных заготовок на станах винтовой прокатки труб.

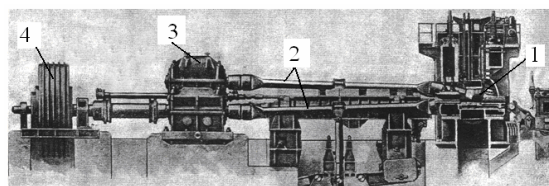
Повышение скоростных режимов (темпов) прошивки заготовок на тяжело нагруженных станах винтовой прокатки труб представляет собой многофакторную комплексную задачу [1, 2]. В практике эксплуатации станов винтовой прокатки труб всех типоразмеров предпринимались неоднократные попытки увеличения темпов работы привода. Следует отметить, что они сопровождались не только повышением динамических нагрузок, но и заметным снижением устойчивости процесса прокатки бесшовных труб [3]. В литературе приведены результаты исследования динамики станов винтовой прокатки труб, которые в большинстве в несколько иной постановке учитывают влияние изменения угла подачи [4]. В силу изложенного, проведение определенных исследований, направленных на стабилизацию динамических характеристик линии привода тяжело нагруженных станов винтовой прокатки труб представляются весьма актуальными.

Постановка задачи. Для определения источников виброактивности, возникающей в некоторых элементах главного привода прошивного стана (стана винтовой прокатки

труб), проведем предварительный анализ конструкции рабочей клетки (рис. 1) [3].



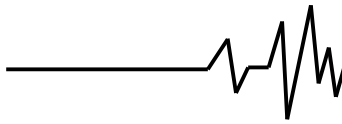
а



б

Рис. 1. Рабочая клетка и главный привод стана винтовой прокатки труб:
а – рабочая клетка прошивного стана ТПА 30–102; б – главный привод стана

Заметим, что фиксация рабочих валков в пределах требуемого угла подачи по существующей схеме их установки в рабочей клетке недостаточна. Отметим, что не исключена возможность возбуждения параметрических колебаний в цепи трансмиссии главного привода с синхронным разворотом и движением барабанов с валками в противоположных друг к другу направлениях.



Крутильные колебания в цепи разворота рабочих валков порождаются преимущественно изменением реакций соответственно в шарнирах шпинделя и опорах рабочих валков. Угловая скорость вращения приводных элементов ϕ обладает определенной степенью наведенной неравномерности, вследствие наличия в цепи привода рабочих валков шпинделя на основе карданной передачи [4, 5, 8]. Следует предполагать, что изменение скорости прокатки в осевом направлении зависит от изменения составляющей относительной

скорости рабочего валка. Следовательно, при реализации технологического цикла прошивки заготовки сила сопротивления периодически изменяется, достигая максимальной и минимальной величины поочередно. При этом рабочий валок и его привод разворота в барабане на требуемый угол подачи испытывают периодически изменяющийся момент от динамических и осевых слагаемых сил сопротивления. Под воздействием данных сил сопротивления изменяется угол подачи рабочих валков на некоторую величину $\Delta\beta$.

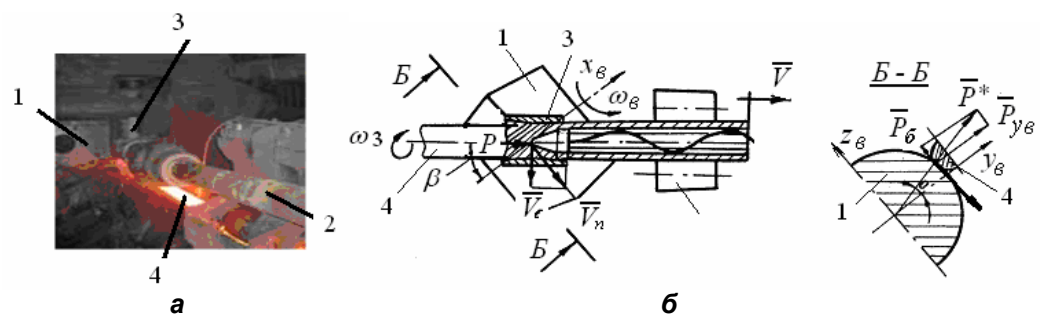


Рис. 2. Процесс прошивки заготовок на прошивном стане: а – процесс прошивки заготовки на прошивном стане ТПА 140; б – силовая схема процесса прошивки

Метод решения задачи.

Дифференциальное уравнение движения цепи разворота валков, вместе с барабаном и другими элементами рабочей клетки, вследствие наличия периодической составляющей силы реакций в шарнирных опорах $\delta F \cdot \phi$, имеет вид:

$$I \Delta\beta + C \Delta\beta = \delta F \cdot \phi, \quad (1)$$

где $\Delta\beta$ – изменение угла подачи рабочих валков; I и C – момент инерции масс системы и крутильная жесткость линии разворота валков в барабане клетки. Заметим, что необходимо и достаточно проверить выполнение условия ухода механической системы от параметрического резонанса в виде:

$$\omega = \sqrt{C/I} \gg \phi.$$

Характерно то, что ось барабана рабочего валка во время прошивки заготовки совершает малые колебания. При этом вектор угловой скорости перпендикулярен оси

$$M_z = I_B \cdot \omega \cdot \Delta\beta \cdot \sin \alpha \left[1 - (I_B - I_{\bar{O}}) \Delta\beta \cos \alpha / (I_B \omega) \right],$$

где I_B – осевой момент инерции валка; $I_{\bar{O}}$ – сумма экваториального момента инерции валка

прокатки. Гироскопический момент пары сил, возникающей в плоскости перпендикулярной к угловой скорости поворота оси валка, приводит к циклическому изменению давления металла на рабочие валки и крутящего момента привода. Таким образом, в ходе выполнения технологического процесса прокатки труб, главный привод, кроме обычного (квазистатического) сопротивления деформации металла M_c , испытывает зависящий от угловой скорости (по характеру возникновения) момент сил сопротивления, соответствующей амплитуды δM .

$$\delta M = M_c \cdot \eta / C,$$

где C – расстояние между подшипниковыми опорами валка, η – плечо равнодействующей силы давления металла на валки.

Следовательно, гироскопический момент рабочих валков определяется согласно [6, 7] в виде:

и осевых моментов цепи разворота валка с барабаном; α – угол между осями OY и OX_e (рис.3).

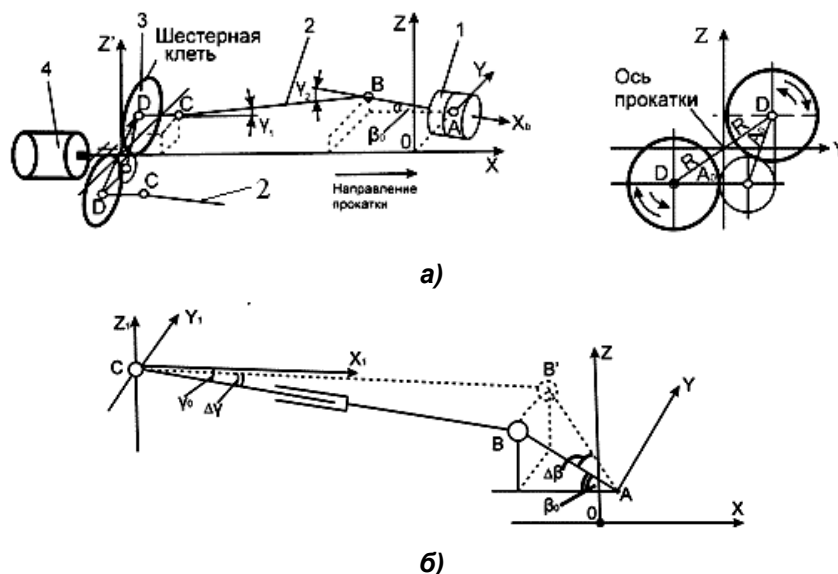
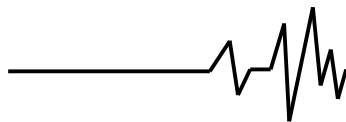


Рис. 3. Возможные отклонения элементов привода и рабочего вала от исходно установленных положений: а – схема главного привода; б – отклонения элементов привода и рабочего вала

Следовательно, если период возмущения рассматриваемой системы совпадает с периодом изменения угловой скорости главного привода, то при большой амплитуде δM , достаточной для преодоления момента трения цепи привода поворота, происходит ее раскочка. Уравнение движения элементов главного привода прошивного стана содержит характерное возмущение (правая часть) с частотой, совпадающей с частотой

периодических коэффициентов левой части уравнения. Это оказывает определяющее значение на возникновение неустойчивого решения, растущего со временем. Это, в свою очередь, приводит к нарушению устойчивости процесса прошивки заготовок.

Тогда уравнение вращательного движения цепи главного привода стана с карданной передачей имеет вид:

$$(I_0 + I_1 i^2) \ddot{\varphi} + I_1 i \frac{di}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 = M_\partial - M_c - \delta M \cdot i \quad (2)$$

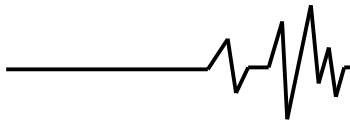
где φ – угол поворота ведущего вала шпиндельного устройства; I_0 – приведенный к ведущему валу момент инерции масс привода; I_1 – момент инерции рабочих валков, приведенный к ведомому валу; M_∂ – движущий момент привода, линейно

зависящий от угловой скорости $\dot{\varphi}$; i – переменное в течение цикла передаточное отношение шпиндельного устройства.

Передаточное отношение пространственной карданной передачи шпиндельного устройства главного привода, согласно [4, 5], определяется:

$$i = AB \left(1 + \operatorname{tg}^2(\varphi) \right) / \left[A^2 \operatorname{tg}^2(\varphi) + (B + C \operatorname{tg}^2(\varphi))^2 \right], \quad (3)$$

где $A = \cos(\gamma_2) \left[1 + \operatorname{tg}^2(\theta_{ш} - \delta_p) \right]$; $B = \cos(\gamma_1) \left[1 + \operatorname{tg}^2(\theta_{ш} - \delta_p) \cos^2(\gamma_2) \right]$;
 $C = \sin^2(\gamma_2) \operatorname{tg}(\theta_{ш} - \delta_p)$.



Здесь γ_1, γ_2 – угол между ведущим валом и промежуточным и между промежуточным и ведомым соответственно, $\gamma_j \leq 20^\circ, j=1,2$;

$\theta_{ш}$ – угол, на который смещена вторая вилка промежуточного вала относительно первой в сторону вращения шпинделя; δ_p – угол, на который отклонен ведомый вал от плоскости, проведенной через ведущий и промежуточный валы ($\theta_{ш} - \delta_p \approx 0$).

Учитывая порядок возрастания коэффициентов A, B, C , можно принять: $A=1+\varepsilon_1, B=1+\varepsilon_2, C=\varepsilon_3$, где $\varepsilon_j < 1, j=1, 2, 3$.

При этом выражение (3) можно упростить и представить в виде:

$$i = 1 - (E_1 + E_2) + (E_1 - E_2)\cos(2\varphi) + E_3 \sin(2\varphi). \quad (4)$$

Движущий момент главного привода в основном определяется механической характеристикой электродвигателя. Механическая характеристика для электродвигателя постоянного тока и независимого возбуждения, согласно [8, 9], описывается в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \left\{ I_0 + I_1 [1 - 2(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + 2(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)\cos(2\varphi) + 2\varepsilon_3 \sin(2\varphi)] \right\} \omega \\ & + I_1 [-2(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)\sin(2\varphi) + 2\varepsilon_3 \cos(2\varphi)] \omega^2 + k(\omega - \langle \omega \rangle) = \\ & = \delta M [(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)\cos(2\varphi) + \varepsilon_3 \sin(2\varphi)]. \end{aligned} \quad (7)$$

После соответствующих преобразований уравнения (7) имеем следующее дифференциальное уравнение

$$a_0(\omega t) \ddot{\varphi} + a_1(\omega t) \dot{\varphi} + a_2(\omega t) \varphi + a_3(\omega t) = 0, \\ \varphi(t) = \omega t + \alpha(t), \quad |\alpha| \ll \omega t.$$

Полученное уравнение представляет собой дифференциальное уравнение Риккати [10]. Последовательное проведение требуемых подстановок согласно [11] приводит его к

$$M_{\partial} = M_{\partial}^0 - \kappa(\omega_0 - \langle \omega \rangle),$$

где ω_0 – угловая скорость идеального холостого хода главного привода.

При установившемся процессе движения элементов главного привода должно выполняться необходимое и достаточное условие:

$$\int_0^{2\pi} [M_{\partial}^0 - \kappa(\omega_0 - \langle \omega \rangle) - M_c^0] d\varphi = 0, \quad (5)$$

из которого определяется значение "к" – тангенс угла наклона статической характеристики двигателя к оси угловой скорости. Введем обозначение

$$\langle \omega \rangle = \frac{2\pi}{0} \int \omega d\varphi \quad \text{средней угловой скорости.}$$

Тогда условие (5) соответственно принимает форму:

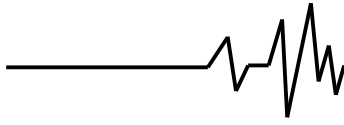
$$\langle \omega \rangle = \omega_0 + (M_{\partial}^0 - \langle M_c^0 \rangle) / \kappa \quad (6)$$

Очевидно, в этом случае уравнение (2) приводится к следующему виду:

однородному дифференциальному уравнению второго порядка с переменными коэффициентами

$$C_0(\omega t) \frac{d^2 \tilde{W}}{dt^2} + C_1(\omega t) \tilde{W} = 0, \quad (8)$$

где \tilde{W} – связано с φ следующими соотношениями:



$$\varphi = \frac{-W'(\omega t)[Iconst + \Delta I \cos 2(\omega t - \gamma)]}{\Delta I \sin 2(\omega t - \gamma)W(\omega t)}; \quad C_0(\omega t) = 0,5 - 0,5 \cos 4(\omega t - \gamma);$$

$$W = \tilde{W} \cdot \sqrt{\sin 2(\omega t - \gamma)} \left\{ 1 + \varepsilon_4 \cdot \alpha + 0(\varepsilon_4^2) \right\} / Iconst; \quad C_1(\omega t) = \omega^2 \left[b_0 + b_1 \varepsilon_4 + 0(\varepsilon_4^2) \right];$$

Здесь $\gamma = 0,5 \arctg \varepsilon_3 / (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)$; $Iconst = I_0 + I_1 [1 - 2(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)]$;

$$\Delta I = I_1 (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cos(\gamma); \quad \varepsilon_4 = \Delta I / Iconst \ll 1;$$

$$\alpha = \ln \operatorname{tg}^2(\omega t - \gamma) - 2 \cos 2(\omega t - \gamma) - kt / \Delta I;$$

$$b_0 = \omega^2 \left\{ 1 + k [\sin 2(\omega t - \gamma) + 0,5 \sin 3(\omega t - \gamma) + \sin 4(\omega t - \gamma) - 0,5 \sin 5(\omega t - \gamma)] / \right.$$

$$\left. / (2 \cdot \omega \cdot Iconst) + k^2 / (4\omega^2 I^2 const) + \cos 4(\omega t - \gamma) \right\};$$

$$b_1 = \omega^2 \left\{ 3 \cos 2(\omega t - \gamma) + 1,5 \cos 3(\omega t - \gamma) + 1,5 \cos 5(\omega t - \gamma) + k [1 + \sin 2(\omega t - \gamma) + \right.$$

$$\left. + \cos 4(\omega t - \gamma)] / (2 \cdot \omega \cdot Iconst) + 0,5 \cdot \delta M [\sin 4(\omega t - \gamma) - \sin 8(\omega t - \gamma)] \right\}.$$

Согласно [11], из теоремы Флоке вытекает, что поведение рассматриваемой системы и неустойчивость решения дифференциального уравнения (8) определяется соответствующим характеристическим показателем $\mu(\tau)$. Очевидно, при этом решение дифференциального уравнения (8) записывается в виде:

$$\tilde{W} = C_1 e^{\mu(\tau)} \varphi(\tau) + C_2 e^{-\mu(\tau)} \psi(\tau), \quad (9)$$

где $\varphi(\tau)$ и $\psi(\tau)$ – периодические параметрические функции; C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий, согласно постановке задачи Коши.

Следует отметить, что при соответствующих параметрических разложениях периодические функции уравнения (9) имеют вид:

$$\varphi(\tau) = d_1^{(1)} \sin(\omega t - \gamma) + d_2^{(1)} \sin 2(\omega t - \gamma) + l_1^{(1)} \cos(\omega t - \gamma) + l_2^{(1)} \cos 2(\omega t - \gamma) + \dots$$

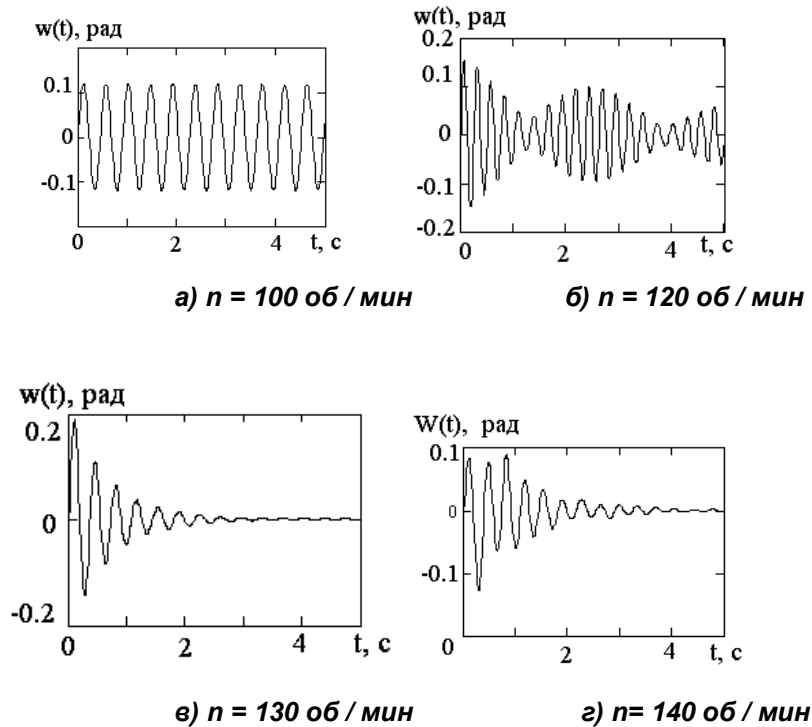
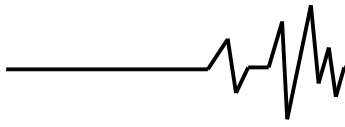
$$\psi(\tau) = d_1^{(2)} \sin(\omega t - \lambda) + d_2^{(2)} \sin 2(\omega t - \gamma) + l_1^{(2)} \cos(\omega t - \lambda) + l_2^{(2)} \cos 2(\omega t - \gamma) + \dots$$

Полагая $\varepsilon_4 = 0$ и $k / (2\omega \cdot Iconst) = 0$, для частного случая решения задачи в нулевом приближении, получим уравнение движения привода рабочих валков в виде:

$$[1 - \cos 4(\omega t - \gamma)] W + \omega^2 [1 + \cos 4(\omega t - \gamma)] \cdot W = 0. \quad (10)$$

Уравнение движения линии привода рабочих валков (10), в данном случае, определенно отличается от известного уравнения Матье, поскольку периодические коэффициенты не малы. Исследование (10) позволяет установить некоторые основные

причины возникновения параметрических колебаний оси рабочего валка, которые в свою очередь существенно влияют на динамику главного привода стана винтовой прокатки труб (Рис. 4).



**Рис. 4. Динамика линии привода прошивного стана ТПА 140:
 $n=120 - 140$ об/мин; $\gamma_1 = 20^\circ$; $\gamma_2 = 10^\circ$; $\theta_p = 18^\circ$; $\psi_p = 18^\circ$**

Анализ полученных результатов показывает, что возникающие при этом параметрические колебания в системе являются основной причиной несоответствия результатов экспериментальных и известных теоретических исследований [4, 9] станов винтовой прокатки труб. Однако необходимо отметить, что дифференциальному уравнению (10), в силу имеющихся периодических коэффициентов, присущи определенные чередующиеся области устойчивого и неустойчивого решений.

Экспериментальными исследованиями главного привода и условиями функционирования рабочей клетки прошивного стана ТПА 140 установлено, что угол подачи рабочих валков целесообразно реализовать в пределах $10^\circ - 12^\circ$. Опыт эксплуатации прошивного стана ТПА 140 указывает на необходимость надежной установки и дальнейшей фиксации рабочих валков с барабанами на требуемую величину угла подачи соответствующими механизмами. Заметим, что при прокатке труб из нержавеющей сталей типа ШХ15, а также из особотруднодеформируемой и низкопластичной стали 20Х25Н19 на прошивном стане ТПА 140 с реализацией рациональных углов подачи в пределах $11^\circ - 12^\circ$ достигнуты положительные результаты. В

частности, анализ данных по качеству бесшовных труб из стали Х18Н10Т показал, что выход годных труб на ТПА 140 увеличился на 1.2%.

Оценку динамического состояния стана винтовой прокатки на основе исследования обобщенной динамической модели привода рабочих валков следует производить путем построения карты устойчивости функционирования механической системы. Карта совместного устойчивого функционирования элементов приводной линии и рабочих валков прошивного стана трубопрокатного агрегата в этом случае строится на основе известных предпосылок математической теории параметрической устойчивости и асимптотических методов исследования дифференциальных уравнений согласно [10, 11]. В зависимости от режимов эксплуатации станов, величины угла подачи и пространственного расположения элементов шпиндельного устройства главной трансмиссии, из уравнения (10) определены области параметрической устойчивости системы. По методике И. А. Вышегородского, согласно [11], для прошивного стана ТПА 140 построены области устойчивого движения привода валков рабочей клетки (Рис. 5).

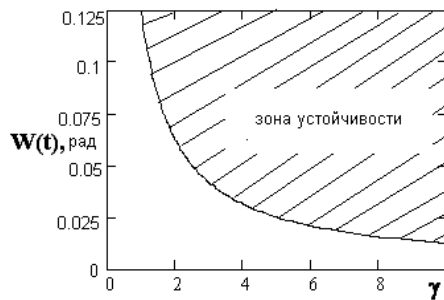
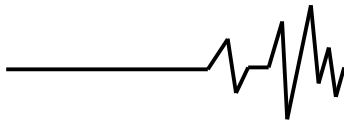


Рис. 5. Карта устойчивости работы главного привода стана винтовой прокатки труб

Например, в настоящее время при прошивке труб из заготовок X18H10T $\varnothing 120 \div 150$ мм на прошивном стане ТПА 140, с учетом модернизации оборудования главного привода и рабочей клетки, технологическим процессом предусмотрена установка угла подачи рабочих валков $9^{\circ}30' \div 10^{\circ}$, а для заготовок из различных углеродистых сталей диаметром $\varnothing 100 \div 140$ мм $10^{\circ}30'$. Применением рекомендуемых величин угла подачи ($10^{\circ}30' \div 11^{\circ}$) и частоты вращения главного привода ($120 \div 140$ об/мин) на прошивном стане достигнуто снижение уровня параметрических колебаний и повышение качества гильз на 5–7%. В этом случае, одновременно, наблюдается заметное снижение виброактивности элементов линии привода рабочих валков прошивного стана. Подчеркнем то, что дальнейшее увеличение углов подачи рабочих валков и повышение частоты вращения линии привода требует введения дополнительных мер по стабилизации уровня виброактивности тяжелонагруженной системы "линия привода – рабочий валок – заготовка".

Выводы

1. Получено дифференциальное уравнение движения линии привода стана винтовой прокатки труб уравнение, представляющее уравнение Риккати, с учетом переменности передаточного отношения карданной передачи и величины угла подачи рабочих валков.

2. Установлены главные причины возникновения параметрических колебаний в приводе валков рабочей клетки стана винтовой прокатки труб. Показано, что параметрические

колебания системы являются основной причиной несоответствия результатов экспериментальных и известных теоретических исследований [3, 7] станов винтовой прокатки труб.

3. Из теоремы Флоке определены области устойчивости системы в зависимости от режимов эксплуатации стана, величины угла подачи и пространственного расположения элементов шпиндельного устройства. Построена карта устойчивого (рационального) функционирования линии привода рабочих валков для станов винтовой прокатки труб для обобщенной динамической модели механической системы.

Литература

1. Емеляненко П.Т. Теория кривой и пилгримовой прокатки. – М.: Металлургия, 1949. – 491 с.
2. Чекмарев А.П., Матвеев Ю.М., Выдрин В.Н., Финкельштейн Я.Е. Интенсификация поперечно-винтовой прокатки. – М.: Металлургия, 1970. – 184 с.
3. Тетерин П.К. Теория поперечно-винтовой прокатки. М.: Металлургия, 1971. – 348 с.
4. Потапов И.Н., Полухин П.И. Новая технология винтовой прокатки. – М.: Металлургия, 1975. – 343 с.
5. Кожевников С.Н., Перфильев П.Д. Карданные передачи. – Киев. Техніка, 1978. – 263 с.
6. Иванченко Ф. К., Красношапка В.В. Динамика металлургических машин. М.: Металлургия, 1983. – 395 с.
7. Соловейчик П.М. Трубопрокатные агрегаты с автомат-станом. М.: Металлургия, 1967. – 160 с.
8. Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П., Динамика и прочность прокатного оборудования. М.: Металлургия, 1970. – 486 с.
9. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев: Наукова думка, 1983. – 288 с.
10. Математическая энциклопедия./Под ред. И.М.Виноградова, т. 4, –М.: Советская энциклопедия, 1984. С. 986.
11. Неймарк Ю.И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. М: Наука, 1972. – 471 с.

*Работа посвящается 80 лет со дня рождения, д.т.н., проф. Ткаченко А.С.