

степень их влияния на процесс складкообразования и записаны условия устойчивости заготовки.

2. Полученные в работе зависимости удобны для инженерных расчетов и, несмотря на принятые допущения, отражают истинную картину, с точки зрения влияния различных факторов на процесс потери устойчивости с образованием продольных складок в очаге деформации при вытяжке листовой заготовки без прижима.

3. Полученные зависимости рекомендуется к использованию при проектировании процессов многооперационной вытяжки листовой заготовки.

Литература

1. Пилипенко О. В. Предельные возможности процесса вытяжки с утонением стенки толстостенных цилиндрических заготовок из анизотропных материалов / О. В. Пилипенко, А. И. Агеева // Известия Тульского государственного университета. Серия. Механика деформируемого твердого тела и обработка металлов давлением. – Тула : Изд-во ТулГУ, 2006. – Вып. 4. – 240–245.

2. Пилипенко О. В. Предельные возможности формоизменения последующих операций комбинированной вытяжки анизотропных материалов в режиме ползучести / О. В. Пилипенко, С. В. Логвинова, А. В. Черняев // Известия Тульского государственного университета. Серия. Проблемы специального машиностроения. – Тула : Изд-во ТулГУ, 2006. - Вып. 9. - Часть 2. – С. 145 – 150.

3. Попов Е. А. Основы теории листовой штамповки / Е. А. Попов. – М. : Машиностроение, 1977. – 278 с.

4. Шофман Л. А. Теория и расчеты процессов холодной штамповки / Л. А. Попов. – М. : Машиностроение, 1964. – 375 с.

5. Справочник по ковке и штамповке / Листовая штамповка. Т. 4 / Под ред. А. Д. Матвеева; ред. совет: Е. И. Семенов (пред.) и др. – М. : Машиностроение, 1985 – 1987. – 544 с.: ил.

Рецензія/Peer review : 22.9.2015 р.

Надрукована/Printed : 3.11.2015 р.

Стаття рецензована редакційною колегією

УДК 621.83.062

Г.А. АВАНЕС'ЯНЦ

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ВАРИАТОРА НА УСИЛИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ

В статье исследуется изменение усилия предварительного натяжения ремня при регулировании передаточного числа клиноременного вариатора. Рассмотрены различные типы вариаторов: с одним раздвижным шкивом, с двумя раздвижными шкивами, как с симметричным, так и с несимметричным регулированием. Показана связь между усилием предварительного натяжения, окружной силой и упругой силой пружины, поддерживающий подвижный диск регулируемого шкива. Показано, как количественно изменяется усилие предварительного натяжения ремня и как это отражается на его тяговом усилии. Приведен пример расчета и даны рекомендации по поддержке тягового усилия вариатора на необходимом уровне.

Ключевые слова: клиноременной вариатор, усилие предварительного натяжения, передаточное число, влияние.

GEORGY AZATOVICH AVANESYANC

Odessa national academy of food technologies

THE IMPACT TRANSMISSION RATIO OF THE V-BELT VARIATOR ON PRE-TENSIONING FORCE

Abstract – The article deals with change of strap preliminary pull effort in regulating the ratio of v-belt variator.

Various types of v-belt variators have been considered: with a one extensible pulley, with two extensible pulleys, with both symmetrical and asymmetrical regulation. Connection has been shown between effort of preliminary pull, circuitous force and resilient force of the spring, supporting the mobile disk of the managed pulley. It has been shown how effort of preliminary pull of strap is changed quantitatively and how it affects its hauling effort. An example of calculation effort has been given to variator symmetric regulation.

Recommendations on support of the variator hauling effort at the necessary level have been stated.

Keywords: v-belt variator, preloading force, gear ration, effect.

При регулировании вариатора, а, следовательно, при изменении его передаточного числа усилие предварительного натяжения ремня F_0 не остается постоянным, что влечет за собой изменение тяговой способности вариатора и напряженного состояния ремня. Изменение усилия F_0 главным образом зависит от конструкции вариатора, а также способа его регулирования.

Рассмотрим клиноременные вариаторы с несимметричным регулированием, которые выполняются как с одним (рис. 1), так и с двумя раздвижными шкивами (рис. 2). У этих вариаторов изменение передаточного числа осуществляется изменением межосевого расстояния и один диск раздвижного шкива обязательно подпружинен.

Следует отметить, что в обеих конструктивных схемах подпружинивается всегда диск ведомого шкива, а в случае двух раздвижных шкивов регулирующее устройство устанавливают на ведущем шкиве [2].

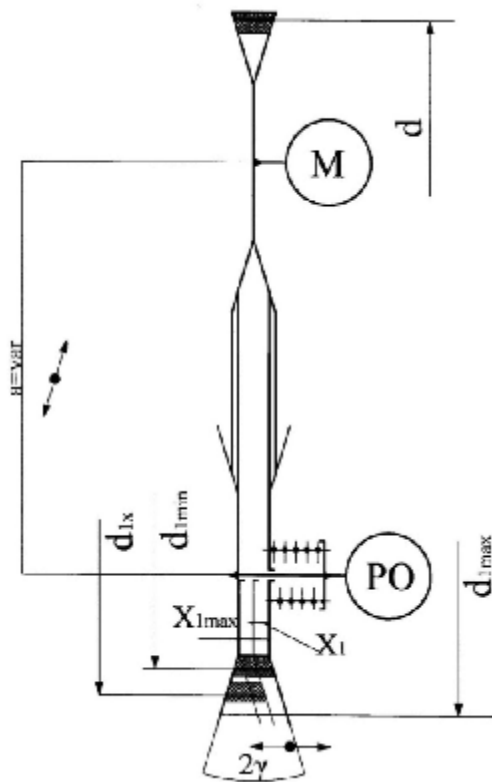


Рис. 1. Вариатор с одним раздвижным шкивом.

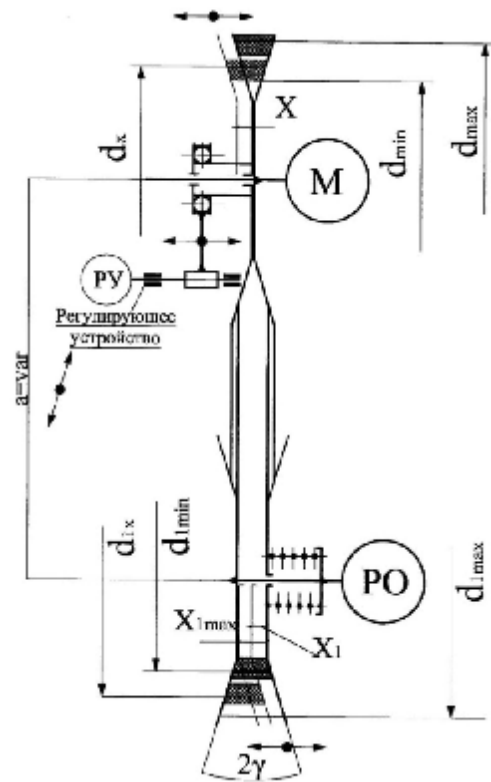


Рис. 2. Вариатор с двумя раздвижными шкивами и несимметричным регулированием.

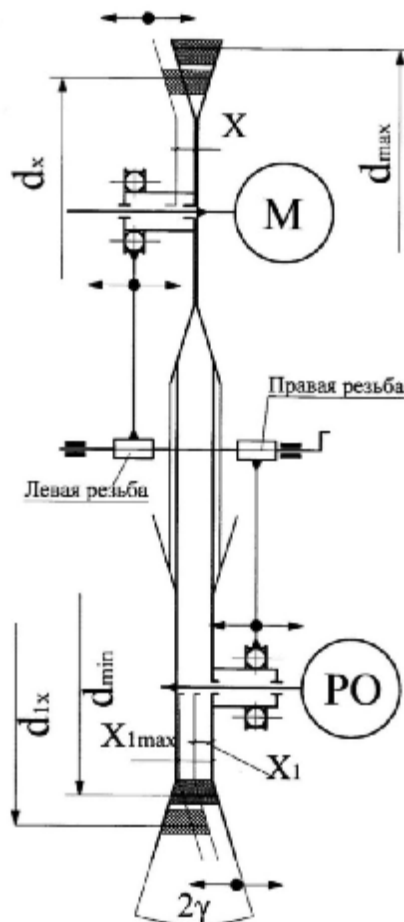


Рис. 3. Вариатор с симметричным регулированием и принудительным перемещением подвижных дисков

В режиме установившегося движения распорное усилие Q_1 , действующее со стороны клинового ремня на подвижный диск ведомого шкива при любом его положении, согласно [1] определяется равенствами (2.10), либо (2.19):

$$Q_1 = \frac{1}{2tg(g+r_R)} \left[2F_0(x_1)a_{1c} - \frac{F_t}{f'} \right] + \frac{F_2 a_{1n}}{2tg(g+r)},$$

где g – половина угла профиля канавки шкива;
 r_R – угол трения между ремнем и канавкой шкива в радиальном направлении;
 $F_0(x_1)$ – усилие от предварительного натяжения ремня;
 f' – приведенный коэффициент трения;
 a_{1c} – угол скольжения дуги обхвата ремнем ведомого шкива;
 F_t – окружное усилие, передаваемое ремнем;
 a_{1n} – угол покоя дуги обхвата ремнем ведомого шкива;
 F_2 – усилие в сбегавшей ветви ремня.

В тоже время усилие Q_1 равно упругой силе пружины, т.е.

$$Q_1 = F_{1y}(x_1) = \frac{1}{2tg(g+r_R)} \left[2F_0(x_1)a_{1c} - \frac{F_t}{f'} \right] + \frac{F_2 a_{1n}}{2tg(g+r)}. \quad (1)$$

Учитывая, что $F_2 = F_0 - 0,5F_t$, после преобразования равенства (1) получаем:

$$F_0(x_1) = \frac{2tg(g+r)tg(g+r_R)}{tg(g+r) + 2a_{1c}tg(g+r_R)} \left\{ F_{1y}(x_1) + F_t \frac{f'tg(g+r) + 2tg(g+r)}{4f'tg(g+r)tg(g+r_R)} \right\}. \quad (2)$$

Из последнего выражения видно, что даже при постоянном значении окружной силы F_t усилие предварительного натяжения ремня изменяется при регулировании вариатора и в значительной степени зависит от жесткости пружины. Если же момент сопротивления на рабочем органе (а значит и на ведомом шкиве) не зависит от частоты его вращения, т.е. $T_2 = const$ и, следовательно, окружное усилие F_t растет по мере увеличения передаточного отношения вариатора (когда подвижный диск ведомого шкива удаляется от неподвижного), то усилие $F_0(x_1)$ получает дополнительное возрастание не только от увеличения упругой составляющей силы пружины, но и от возрастая окружной силы F_t .

Как следует из (2) и в первом и во втором случаях предварительное натяжение ремня $F_0(x)$ не остается постоянным и зависит от координаты x_1 . При этом минимальное значение $F_0(x_1)$ будет в том случае, когда $F_{1y} = \min$ ($i_g = \max$; $d_1 = d_{1\max}$), т.е. в положении, когда диски ведомого шкива сдвинуты (ремень охватывает максимальный диаметр шкива). Усилие предварительного сжатия пружины согласно (1) определится по формуле:

$$F_{1y}(x_0) = F_0 \left[\frac{1}{2tg(g+r)} + \frac{a_{1c}}{tg(g+r_R)} \right] - F_{t\min} \left[\frac{1}{4tg(g+r)} + \frac{1}{2f'tg(g+r_R)} \right]. \quad (3)$$

здесь x_0 - предварительная деформация пружины;

$F_{t\min} = \frac{2T_2}{d_{1\max}}$ - минимальное окружное усилие, передаваемое ремнем.

Для снижения существенного влияния усилия F_{1y} на усилие предварительного натяжения ремня $F_0(x)$ следует в его конструкции использовать пружины с возможно малой жесткостью.

Рассмотрим вариатор с симметричным регулированием (рис. 3), у которого минимальные и максимальные диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно равны между собой. Конструктивно регулирование у них может осуществляться двумя способами:

- регулирующее устройство устанавливается на ведущем шкиве, а диск ведомого шкива подпружинен, как показано на рисунке 2;
- подвижные диски шкивов связываются с регулирующим устройством и при изменении передаточного числа диски, получая равные перемещения, движутся в разные стороны.

Ранее было отмечено за счет чего происходит изменение усилия предварительного натяжения ремня вариатора с подпружиненным диском. В случае же принудительного перемещения дисков (рис. 3) натяжение ремня изменяется вследствие переменности его деформации при различных передаточных отношениях вариатора.

Длина ремня и текущие значения диаметров шкивов d_{x1} и d_{x2} ведущего и ведомого шкивов соответственно связаны с длиной ремня l известной зависимостью (табл. 1)

Таблица 1

Зависимость относительного удлинения ремня e_l от передаточного отношения вариатора i_e .

| Координата x | Диаметр d_{x1} | Диаметр d_{x2} | Передаточное отношение i_e | Длина ремня l | Абсолютное удлинение Δl | Относительное удлинение e_l |
|----------------|------------------|------------------|------------------------------|-----------------|---------------------------------|-------------------------------|
| 0 | d_{\max} | $0,5d_{\max}$ | 0,500 | $6,386d_{\max}$ | 0,00 | 0 |
| $0,1 x_{\max}$ | $0,95d_{\max}$ | $0,55d_{\max}$ | 0,579 | $6,375d_{\max}$ | $-0,011d_{\max}$ | $-1,723 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,2 x_{\max}$ | $0,9d_{\max}$ | $0,6d_{\max}$ | 0,667 | $6,366d_{\max}$ | $-0,02d_{\max}$ | $-3,131 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,3 x_{\max}$ | $0,85d_{\max}$ | $0,65d_{\max}$ | 0,765 | $6,36d_{\max}$ | $-0,026d_{\max}$ | $-4,071 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,4 x_{\max}$ | $0,8d_{\max}$ | $0,7d_{\max}$ | 0,875 | $6,356d_{\max}$ | $-0,0264d_{\max}$ | $-4,134 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,5 x_{\max}$ | $0,75d_{\max}$ | $0,75d_{\max}$ | 1,00 | $6,355d_{\max}$ | $-0,0265d_{\max}$ | $-4,15 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,6 x_{\max}$ | $0,7d_{\max}$ | $0,8d_{\max}$ | 1,143 | $6,356d_{\max}$ | $-0,0264d_{\max}$ | $-4,134 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,7 x_{\max}$ | $0,65d_{\max}$ | $0,85d_{\max}$ | 1,307 | $6,36d_{\max}$ | $-0,026d_{\max}$ | $-4,071 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,8 x_{\max}$ | $0,6d_{\max}$ | $0,9d_{\max}$ | 1,500 | $6,366d_{\max}$ | $-0,02d_{\max}$ | $-3,131 \cdot 10^{-3}$ |
| $0,9 x_{\max}$ | $0,55d_{\max}$ | $0,95d_{\max}$ | 1,727 | $6,375d_{\max}$ | $-0,011d_{\max}$ | $-1,723 \cdot 10^{-3}$ |
| $1,0 x_{\max}$ | $0,5d_{\max}$ | d_{\max} | 2,000 | $6,386d_{\max}$ | 0,00 | 0,00 |

$$l = 2a + \frac{p}{2}(d_{x1} + d_{x2}) + \frac{(d_{x2} - d_{x1})}{4a}, \tag{4}$$

где $d_{x1} = d_{\max} - xctgg$;

$d_{x2} = d_{\min} + xctgg$;

X – перемещение дисков шкивов, определяющее их положение относительно неподвижных дисков (при $d_{x1} = d_{\max}$ координата $x = 0$ и $d_{x2} = d_{\min}$);

a – межосевое расстояние вариатора (оно неизменно).

Принимая во внимание, что максимальные перемещения дисков шкивов равны между собой и определяются равенством $x_{\max} = x_{i_{\max}} = (d_{\max} - d_{\min})tg\gamma$ и $i_e \approx \frac{d_{2x}}{d_{1x}}$, в таблицу 1 сведены данные изменения абсолютной и относительной длины ремня при $a = 2d_{\max}$ и $d_{\max} = 2d_{\min}$.

Для прорезиненных ремней модуль упругости колеблется в пределах $E = 100...200$ МПа, поэтому максимальное падение напряжения от предварительного натяжения ремня при $i_e = 1$ составляет $s_0 = 0,415...0,830$ МПа. На рисунке 4 представлен график изменения напряжения $s_0 = f(i_e)$.

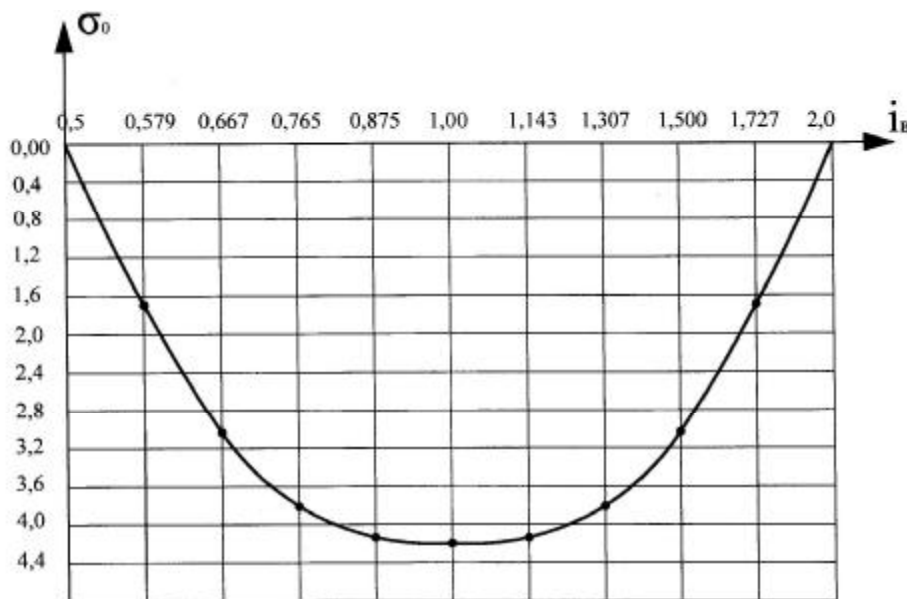


Рис. 4. График изменения напряжения от усилия предварительного натяжения ремня

Учитывая, что для вариаторных прорезиненных ремней рекомендуется принимать напряжение от предварительного натяжения ремня $s_0 \leq 1,5$ МПа, то очевидно утверждение о существенном влиянии передаточного отношения вариатора на величину этого усилия.

Как видно из графика (рис. 4), напряжение S_0 принимает максимальные свои значения при максимальном и минимальном передаточных отношениях вариатора. Следовательно, тяговое усилие вариатора принимает свое минимальное значение при $i_g = 1$. С целью повышения тяговой способности рекомендуется при конструировании дисков регулируемых шкивов изменять угол профиля канавки таким образом, чтобы в зоне $i_g \approx 1$ угол $2g$ имел меньшее значение, чем в других зонах. Это приводит к повышению приведенного коэффициента трения между ремнем и дисками шкивов, что способствует повышению тяговой способности вариатора.

Литература

1. Мальцев В.Ф. Определение распорных усилий на дисках шкивов клиноременных передач / В.Ф. Мальцев, П.А. Ковалев, А.Г. Аванесьянц // Сб. «Детали машин». Техника. – 1974. – № 19. – С 46 - 52.
2. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи / Б.А. Пронин, Г. Ревков. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с.
3. Заблонский К.И.. Плавнорегулируемые передачи / К.И. Заблонский, А.Е. Шустер. – К.: «Техника», 1975. – 272с.

Рецензія/Peer review : 2.10.2015 р.

Надрукована/Printed : 1.11.2015 р.

Стаття рецензована редакційною колегією

УДК 621.83.062

Р.В. АМБАРЦУМЯНЦ, С.А. РОМАШКЕВИЧ

Одесская национальная академия пищевых технологий

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ СЕПАРАТОРА МЕХАНИЗМА СВОБОДНОГО ХОДА

В роботі вивчений характер руху сепаратора з роликками відносно зірочки у вільному русі. Складені фізична і математична моделі механізму вільного ходу з циліндричними роликками з внутрішньою і зовнішньою зірочкою при одночасному русі обидвома і зірочки. Отримані вирази, що дозволяють з'ясувати умови початку руху системи сепаратора з циліндричними роликками відносно зірочки при заданому притисковому зусиллі. Визначена величина сили пружини загально сепараторного притискового пристрою, при якій забезпечується безконтактний режим функціонування сепараторних механізмів вільного ходу у вільному русі залежно від величини кутової швидкості обертання зірочки з урахуванням її нерівномірності руху. Також отримані вирази, що визначають умови, при яких роликки знаходяться у контакті з поверхнями обидвома і зірочки, готові до заклинювання. Приведені графіки зон контактного руху роликків і виходу механізму вільного ходу на безконтактний режим. Встановлено, що на зміну зон функціонування механізмів при заданих режимах руху доцільно впливати шляхом зміни притискового зусилля пружини, а при несталих режимах руху моментом інерції сепаратора.

Ключові слова: механізм вільного ходу, сепаратор с циліндричними роликками, притисковне зусилля пружини.

ROBERT VACHAGANOVICH AMBARTSUMYANTS, SERGEY ALEKSANDROVICH ROMASHKEVICH

Odessa national academy of food technologies

DETERMINING THE CONDITIONS OF THE FREE – WHEEL MECHANISM SEPARATOR

Abstract – When designing the free – wheel mechanisms with separators, it's very important to provide their functioning in the given movement conditions. For wider application of free – wheel mechanisms with separators in engineering, it's advisable to determine the conditions, under which the rollers will contact to surfaces of the rollers will contact to surfaces of the casing sprocket. It's also very important to provide shifting of the rollers together with a separator to the wide part of the wedge – shaped space during prolonged free movement, that decreases friction losses.

The aim of the work is study of movement of separator with rollers relatively to the sprocket in free movement. Physical and mathematical models of the free – wheel mechanism with cylindrical rollers, with inner and outer sprocket under simultaneous movement of casing and sprocket, have been composed. The expressions, allowing to find out the conditions of the beginning of movement of the separator with cylindrical rollers system relatively to the sprocket under the given clamping effort, have been written. The magnitude of force of the spring of the common to all separators clamping device, under which the contactless conditions of functioning of separator free – wheel mechanisms are provided in free – wheel mechanisms are provided in free movement depending on magnitude of angular speed of the sprocket rotation, taking into account its nonuniformity of movement, has been determined. Also the expressions determining the conditions, under which rollers will be in contact to the surfaces of casing end will be ready for jamming, have been received.

Study of the obtained dependences has been carried out as applied to the separator free – wheel mechanism with inner and outer sprocket. The diagrams of the contact movement zone and transfer of the free – wheel mechanism to the contactless conditions, have been given. It has been proved, that change of the zones of mechanisms functioning under given conditions of movement advisable to be affected by change of clamping effort of the spring, and as for unsettled conditions of movement by the moment inertia of the separator.

Keywords: free-wheeling mechanism, separator with cylindrical rollers, rider effort of spring.

Работа механизма свободного хода (MCX) характеризуется следующими процессами: заклиниванием, заклиненным состоянием, расклиниванием и свободным ходом. По характеру