



(19) **RU** <sup>(11)</sup> **2 117 824** <sup>(13)</sup> **C1**

(51) МПК<sup>6</sup> **F 04 C 18/16**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО  
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

(21), (22) Заявка: 95106829/06, 25.04.1995

(46) Дата публикации: 20.08.1998

(56) Ссылки: SU авторское свидетельство, 1135922, кл. F 04 C 18/16, 1985.

(71) Заявитель:

Акционерное общество закрытого типа  
"Независимая энергетика"

(72) Изобретатель: Березин С.Р.,  
Ведайко В.И., Носков А.Н.

(73) Патентообладатель:

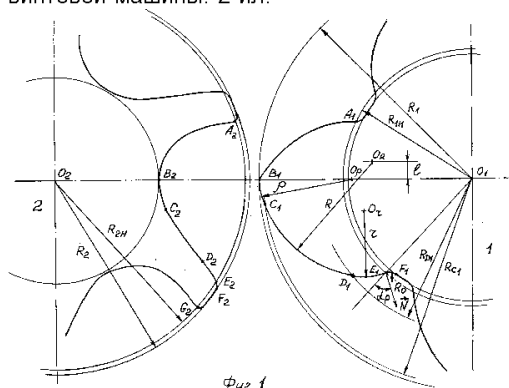
Акционерное общество закрытого типа  
"Независимая энергетика"

(54) **ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ ВИНТОВОЙ МАШИНЫ**

(57) Реферат:

Изобретение относится к компрессорной технике, а именно к винтовым расширительным машинам. Зубчатое зацепление винтовой машины в торцевом сечении имеет профиль зуба, асимметричный относительно прямой, проходящей через вершину зуба и центр вращения ротора. Ротор с меньшим числом заходов со стороны низкого давления от окружности выступов до начальной окружности образован последовательно расположенным от вершины зуба к его основанию сопряженными участками: кривой, описываемой степенной функцией, и дугами окружностей большего и меньшего радиусов. Центр дуги большего радиуса смещен от прямой, соединяющей центр винта с вершиной зуба, в сторону высокого давления. Участки ротора с большим числом заходов являются

огibaющими соответствующих участков ротора с меньшим числом заходов. Изобретение позволяет повысить экономичность и нагрузочную способность винтовой машины. 2 ил.



RU 2 117 824 C1

RU 2 117 824 C1



(19) **RU** <sup>(11)</sup> **2 117 824** <sup>(13)</sup> **C1**

(51) Int. Cl.<sup>6</sup> **F 04 C 18/16**

RUSSIAN AGENCY  
FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: 95106829/06, 25.04.1995

(46) Date of publication: 20.08.1998

(71) Applicant:  
**Aktsionernoe obshchestvo zakrytogo tipa  
"Nezavisimaja ehnergetika"**

(72) Inventor: **Berezin S.R.,  
Vedajko V.I., Noskov A.N.**

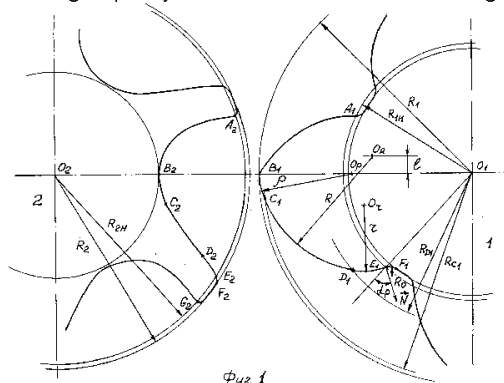
(73) Proprietor:  
**Aktsionernoe obshchestvo zakrytogo tipa  
"Nezavisimaja ehnergetika"**

(54) **TOOTHED GEAR FOR SCREW-ROTOR MACHINE**

(57) Abstract:

FIELD: compressor construction.  
SUBSTANCE: toothed gear end section has tooth profile asymmetrical with respect to straight line extending through tooth apex and center of revolution of rotor. Rotor with lesser number of passes at low pressure side from projection circle to initial circle is defined by joined portions disposed in succession from tooth apex to base: curve described by exponential function and arcs of circles of larger and lesser radii. Center of arc of larger radius is offset from straight line connecting center of screw with tooth apex to high pressure side. Portions of rotor with large number of passes make envelopes of related

portions of rotor with small number of passes. EFFECT: increased efficiency and loading capacity of screw-rotor machine. 2 dwg



RU 2 1 1 7 8 2 4 C 1

RU 2 1 1 7 8 2 4 C 1

Изобретение относится к компрессорной технике, а именно к винтовым расширительным машинам, и может быть использовано в винтовых компрессорах.

Рабочий процесс в винтовой машине происходит в парных полостях, которые образованы впадинами винтов с большим и меньшим числом заходов. Чем лучше изолированы парные полости и меньше протечки между ними, чем выше объемные и энергетические коэффициенты машины.

В общем виде основные требования, которым должно удовлетворять зубчатое зацепление винтовой машин, могут быть сформулированы следующим образом [1, с. 16]

1. Зацепление винтов должно обеспечивать герметичность в поперечном, т. е. в нормальном к плоскости продольных осей направлении. Иными словами, зацепление должно обеспечивать герметичность винтов между областью высокого и низкого давления.

2. Зацепление винтов должно обеспечивать герметичность в осевом направлении, т.е. герметичность между парными полостями.

Степень герметичности винтовой машины между областью высокого и низкого давления определяется величиной утечек из парных полостей с высоким давлением в полости, соединенных в данный момент с камерой низкого давления (камерой всасывания у компрессора и выходной камерой у детандера). На величину утечек влияет относительная длина линии контакта и сопротивление утечкам газа, определяемое длиной пути дросселирования.

Степень герметичности винтовой машины в осевом направлении определяется перетечками между парными полостями через осевое отверстие в зоне расточки винтов в области высокого давления (треугольную щель) и по гребням зубьев винтов.

Известны зубчатые зацепления винтовых машин [1, с. 19] с асимметричными в торцевом сечении зубьями винтов, у которых профиль зуба винта с меньшим числом заходов со стороны высокого давления выполнен по циклоиде, что позволяет уменьшить осевую негерметичность за счет уменьшения треугольной щели. Профили зубьев винтов со стороны низкого давления выполняют по кривым, позволяющим уменьшить относительную длину линии контакта за счет уменьшения ее абсолютной величины и увеличения суммарной площади впадин винтов.

Известно также зубчатое зацепление винтовой машины, выбранное в качестве прототипа, у которого часть профиля зуба винта с меньшим числом заходов со стороны низкого давления очерчена двумя последовательно расположенными от вершины зуба к его основанию дугами окружностей большего и меньшего радиусов, причем центр дуги меньшего радиуса расположен на прямой, проходящей через вершину зуба и центр вращения ротора, а центр другой смещен в сторону высокого давления, что позволяет уменьшить относительную длину линии контакта и повысить суммарную площадь впадин винтов, т.е. производительность [2]. Одним из недостатков данного зацепления является небольшая длина пути дросселирования газа

по вершине зуба винта с меньшим числом заходов, что приводит к увеличению разности давлений в плоскости винтов с большим и меньшим числом заходов, а следовательно, и к уменьшению эффективности работы машины [1, с. 214 - 215],

Как известно в месте контакта винтов возникают потери энергии, связанные с трением поверхностей друг о друга. Эти потери увеличиваются с уменьшением угла давления, т.е. угла между нормалью к профилю в точке пересечения с начальной окружностью и нормалью к этой окружности. С уменьшением угла давления уменьшается нагрузочная способность, так как возрастающие потери энергии приводят к увеличению изнашивания зубьев.

Другим недостатком данного зацепления является низкая величина угла давления.

Технической задачей изобретения является повышение экономичности и нагрузочной способности путем увеличения длины пути дросселирования по вершине зуба ротора с меньшим числом заходов и увеличения угла давления с одновременным уменьшением относительно длины линии контактов.

Указанная задача достигается тем, что в зубчатом зацеплении винтовой машины, содержащей два параллельно-расположенных с взаимноогибоемыми винтовыми поверхностями ротора с большим и малым числом заходов, каждый из которых в торцевом сечении имеет профиль зуба, асимметричный относительно прямой, проходящей через вершину зуба и центр вращения ротора, часть профиля с меньшим числом заходов со стороны низкого давления от окружности выступов до начальной окружности образованы двумя дугами меньшего и большего радиуса, последняя из которых выполнена равной 1,35 высоты зуба, а ее центр смещен в сторону высокого давления на расстояние, равное 0,2 высоты зуба.

В профиль введена кривая  $\rho = \rho_0 - a_1 \varphi^2 - a_2 \varphi^{2n}$ , где радиус - вектор  $\rho$  проведен из точки, лежащей на прямой, проведенной из центра вращения к вершине зуба и отстоящей от нее на величину  $\rho_0$ , равную 1,0 - 1,1 высоты зуба,  $\varphi$  - полярный угол,  $n$  - целое число. При этом данная кривая и кривые, образованные дугами окружностей большего и меньшего радиуса расположены последовательно от вершины зуба к его основанию и сопряжены. Причем коэффициенты  $a_1$  и  $a_2$  определены из условия равенства функций и их первых производных в точке сопряжения кривой и дуги окружности большего радиуса, дуги окружности большего и меньшего радиусов выполнены составляющими соответственно свыше 1,35 до 1,45 и 0,7 - 0,3 высоты зуба, центр дуги большего радиуса смещен на расстояние свыше 0,2 до 0,27 высоты зуба, а разности радиусов центральных окружностей, проходящих через точки сопряжения кривых и начальной окружности, равны соответственно 0,94 - 0,97 и 0,25 - 0,35 высоты зуба.

На фиг. 1 изображено зубчатое зацепление винтовой машины, а на фиг. 2 - зависимости относительной суммарной

площади впадин  $(f_{1n}+f_{2n})/R_{1n}^2$ , относительной длины линии контакта по участку BE  $L_{BE}/R_{1n}$ , относительной длины линии суммарной линии контакта по всем участкам профиля  $\Sigma L/R_{1n}$  и относительной длины линии контакта  $\Sigma L \cdot R_{1n}/(f_{1n}+f_{2n})$  от относительной величины радиуса большей дуги окружности  $\bar{R} = R/h$ , где  $f_{1n}$ ,  $f_{2n}$  - соответственно площади впадин винтов с меньшим и большим числом заходов,  $R_{1n}$  - радиуса начальной окружности винта с меньшим числом заходов,  $h = R_1 - R_{1n}$  - высота зуба,  $R_1$  - радиус внешней окружности винта с меньшим числом заходов.

Зубчатое зацепление винтовой машины (фиг. 1) содержит роторы 1 и 2 с меньшим и большим числом заходов.

Профиль зуба 3 асимметричен относительно прямой  $O_1V_1$ , проходящей через центр вращения ротора 1 и вершину зуба  $B_1$ ; соответственно профиль впадины 4 асимметричен относительно прямой  $O_2V_2$ , проходящей через центр вращения ротора 2 и нижнюю точку впадины  $B_2$ .

Со стороны высокого давления профиль зуба ротора с меньшим числом заходов  $A_1V_1$  выполнен по циклоиде, образованной точкой  $A_2$  начальной окружности  $R_{2n}$  ротора с большим числом заходов при качении последней по начальной окружности  $R_{1n}$  без скольжения, а профиль зуба с большим числом заходов  $A_2V_2$  - по циклоиде, образованной точкой  $B_1$  зуба 3 при качении без скольжения окружности  $R_{1n}$  по  $R_{2n}$ .

Со стороны низкого давления профиль зуба ротора с меньшим числом заходов образован последовательно расположенными от вершины зуба к его основанию кривыми  $V_1C_1$ ,  $C_1D_1$ ,  $D_1E_1$ ,  $E_1F_1$ . Участок  $V_1C_1$  образован кривой  $\rho = \rho_0 - a_1\varphi^2 - a_2\varphi^{2n}$ , участок  $C_1D_1$  - дугой окружности большего радиуса  $R$ , центр которой смещен от прямой, соединяющей центр ротора с вершиной зуба  $O_1V_1$  на величину  $l$  в сторону высокого давления, а участок  $D_1E_1$  - дугой окружности меньшего радиуса.

Ножка зуба (т.е. часть зуба, лежащая между окружностями  $R_{1n}$  и окружностью впадин выполнена по окружности радиуса  $r_0$ .

Границами участков служат центральные окружности радиусов  $R_{C1}$ ,  $R_{D1}$ ,  $R_{1n}$ , причем разности  $(R_{C1} - R_{1n})$  и  $(R_{D1} - R_{1n})$  равны соответственно 0,94 - 0,97 и 0,25 - 0,35 от высоты зуба  $h$ .

Радиус-вектор  $\rho$  проведен из точки  $O_p$ , лежащей на линии, соединяющей центр ротора с вершиной зуба, на расстоянии  $\rho_0$  от вершины зуба, равном 1,0 - 1,1 от  $h$ . Величина  $n$  является целым числом, равным четырем, а величина констант  $a_1$  и  $a_2$  определяется, исходя из равенства функций и их первых производных в точке  $C_1$  сопряжения первого и второго участка. Координаты центра дуги меньшего радиуса определяются исходя из равенства функций и их первых производных в точке  $D_1$  сопряжения второго и третьего участков, а также толщины зуба ротора с большим числом заходов  $E_2G_2$ , равно 0,4 - 0,5 от  $h$ .

Окружность радиуса  $r_0$  касается начальной окружности ротора 1, а величина ее радиуса и координаты центра определяются из равенства функций и их первых производных в точке  $E_1$ .

Со стороны низкого давления профиль зуба ротора с большим числом заходов образован кривыми  $B_2C_2$ ,  $C_2D_2$ ,  $D_2E_2$ ,  $E_2F_2$ , которые являются огибающими кривых  $V_1C_1$ ,  $C_1D_1$ ,  $D_1E_1$ ,  $E_1F_1$ .

Был произведен обсчет профиля винтов, имеющих следующие основные геометрические характеристики:

ротор с меньшим числом заходов: радиус внешней окружности  $R_1 = 107,5$  мм, радиус начальной окружности  $R_{1n} = 64$  мм, радиус окружности впадин  $R_{1вн} = 62$  мм, число зубьев  $Z_1 = 4$ ;

ротор с большим числом заходов: радиус внешней окружности  $R_2 = 98$  мм, радиус начальной окружности  $R_{2n} = 96$  мм, радиус окружности впадин  $R_{2вн} = 52,5$  мм, число зубьев  $Z_2 = 6$ ;

расстояние между центрами ротора  $A = 160$  мм.

При геометрических размерах, приведенных выше, величина глубины щели на носике зуба 3 равна  $B = 5,6 - 6,3$  мм, в то время как при таких же основных геометрических размерах винтов и носике, выполненном по [2], величина  $B = 2,51$  мм, т.е. меньше в 2,2 - 2,5 раза. Большая глубина щели предопределяет большее сопротивление перетечками газа по гребню винта с большим числом заходов, меньшую разность давлений во впадинах винтов, и, следовательно, повышение экономической эффективности винтовой машины.

Величина и координаты центра дуги меньшего радиуса позволяют увеличить угол давления  $\alpha_p$  (т.е. угол между нормалью к профилю  $\vec{n}$  в точке его пересечения  $E_1$  с начальной окружностью и нормалью к этой окружности  $O_1E_1$ ) до величины  $60 - 65^\circ$  против  $48,5^\circ$  для винтов таких же основных геометрических размеров, выполненных по [2].

С увеличением угла давления  $\alpha_p$  уменьшаются потери энергии на трение поверхностей винтов и, следовательно, увеличивается нагрузочная способность винтов из-за уменьшения изнашиваемости зубьев.

Основной кривой зуба 1 является участок  $C_1D_1$ , описанный окружностью большего радиуса  $R$ . На фиг. 2 приведены зависимости, из которых следует, что с увеличением относительной величины  $R/h$  возрастает суммарная относительная площадь впадин

$(f_{1n}+f_{2n})/R_{1n}^2$ , определяющая производительность винтовой машины. При значении  $R = (1,35 - 1,45) \cdot h$  величина относительной длины линии контакта по участку BE  $L_{BE}/R_{1n}$ , величина суммарной относительной длины линии контакта по всем участкам зацепления винтов  $\Sigma L/R_{1n}$  и величина суммарной длины линии контакта, отнесенной к суммарной площади впадин  $\Sigma L \cdot R_{1n}/(f_{1n}+f_{2n})$ , имеют наименьшие значения. При этом величина смещения

центра окружности большего радиуса равна 0,2 - 0,27 h.

Как известно, момент от газовых сил на ведомом винте компрессора с асимметричным профилем зубьев, рассмотренным в SU, авторское свидетельство N 1135922, направлен в сторону его вращения и равен 12 - 16% от момента на ведущем винте [1, с. 349].

Такая величина момента затрудняет использование этого профиля в расширительной машине. Момент сопротивления вращению винта сил трения всегда направлен против вращения и, в случае использования винтов с таким профилем в детандере, в этом же направлении будет действовать момент от газовых сил (направление вращения ротора 2 на фиг. 1 у детандера будет против часовой стрелки, а момент сил трения и газовых сил - по часовой стрелке). В результате профильными поверхностями будет передаваться момент, равный сумме этих моментов, что приведет к увеличенному изнашиванию поверхностей винтов и потерям на трение их поверхностей.

В предлагаемом профиле винтов момент на винте с большим числом заходов на фиг. 1 направлен также по часовой стрелке, но составляет лишь 2 - 3% от момента на винте с меньшим числом заходов. В результате значительно сократится момент, передаваемый через боковые поверхности профилей, при использовании роторов в расширительной машине. Такой момент позволяет также использовать этот профиль в компрессорной машине.

Таким образом, выполнение части профиля со стороны низкого давления по описанному выше кривым позволяет с ростом сопротивления по вершине гребня винта с меньшим числом заходов и увеличением нагрузочной способности одновременно уменьшить относительную длину линии контакта на 1,5 - 2%, что повышает экономичность винтовой машины.

Источники информации

1. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. - Л.:

Машиностроение, 1970.

2. SU авторское свидетельство, 1135922, F 04 C 18/16, 1985р

### Формула изобретения:

5 Зубчатое зацепление винтовой машины, содержащее два параллельно расположенных с взаимосогибаемыми винтовыми поверхностями ротора с большим и малым числом заходов, каждый из которых в торцовом сечении имеет профиль зуба, асимметричный относительно прямой, 10 проходящей через вершину зуба и центр вращения ротора, часть профиля с меньшим числом заходов со стороны низкого давления от окружности выступов до начальной окружности образована двумя дугами 15 меньшего и большего радиусов, последняя из которых выполнена равной 1,35 высоты зуба, а ее центр смещен в сторону высокого давления на расстояние 0,2 высоты зуба, отличающееся тем, что в профиль введена кривая

$$20 \quad \rho = \rho_0 - a_1 \varphi^{2n} - a_2 \varphi^{2n},$$

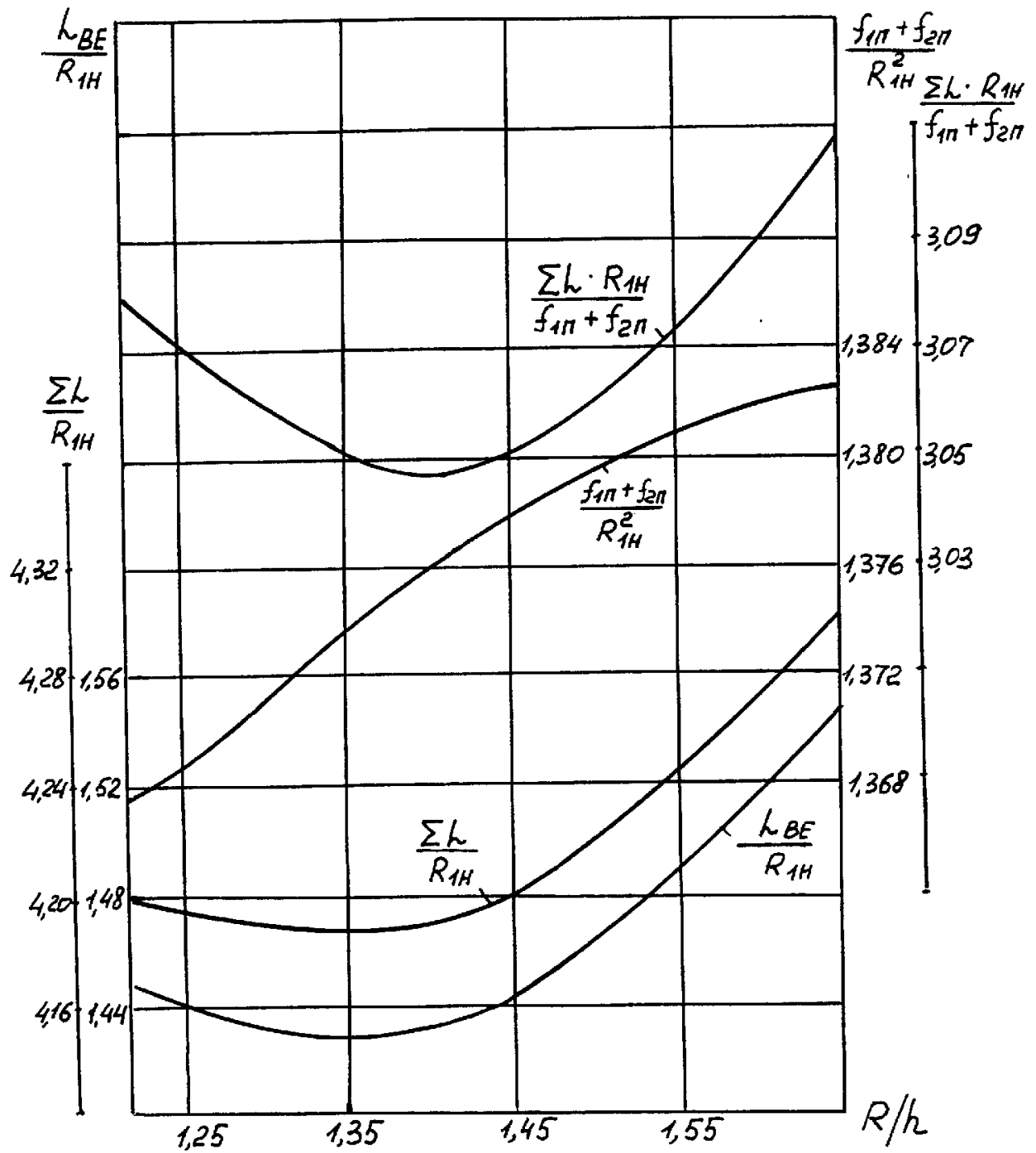
где радиус-вектор  $\rho$  проведен из точки, лежащей на прямой, проведенной из центра вращения к вершине зуба и отстоящей от нее на величину  $\rho_0$ , равную 1,0 - 1,1 высоты 25 зуба,  $\varphi$  - полярный угол,  $n$  - целое число, при этом данная кривая и кривые, образованные дугами окружностей большего и меньшего радиусов, расположены последовательно от вершины зуба к его основанию и сопряжены, причем 30 коэффициенты  $a_1$  и  $a_2$  определены из условия равенства функций и их первых производных в точке сопряжения кривой и дуги окружности большего радиуса, дуги окружности большего и меньшего радиусов выполнены 35 составляющими соответственно свыше 1,35 до 1,45 и 0,7 - 0,8 высоты зуба, центр дуги большего радиуса смещен на расстояние свыше 0,2 до 0,27 высоты зуба, а разность радиусов центральных окружностей, проходящих через точки сопряжения кривых и начальной окружности, равны соответственно 40 0,94 - 0,97 и 0,25 - 0,35 высоты зуба.

45

50

55

60



$\phi_{uz.2}$

RU 2117824 C1

RU 2117824 C1