

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

М.В. Колончук, аспирант (УО БГАТУ)

### Аннотация

*В статье приводятся данные теоретических исследований ротационных насосов, и на их основе даны необходимые рекомендации по проектированию и эксплуатации. Унифицированы теоретические положения расчета мощности трения вакуумных насосов с радиальными и наклонными пластинами.*

### Введение

Наиболее нагруженными деталями вакуумных пластинчатых насосов являются пластины. В зависимости от размеров насоса, перепада давления, материала пластин, способа смазки и охлаждения ставят от 2 до 30 пластин. Смазка уменьшает трение пластин по цилиндру. Отсутствие масла вызывает усиленный износ пластин и корпуса насоса. Однако волнообразный износ поверхности цилиндра между нагнетательным и всасывающим окном часто обнаруживается визуально даже в машинах с нормальной смазкой [1]. Наличие износа усиливает вибрацию пластин в этой зоне и вызывает их заклинивание. Выявление причин появления волнообразного износа цилиндра является важной задачей проектирования пластинчатых насосов и компрессоров. Решение этой задачи возможно на основе изучения динамики трения пластин по цилиндру. В насосах с радиальными пластинами расчет механических потерь затруднен из-за необходимости отдельного определения работы трения от действия силы инерции и силы давления воздуха [2]. Методика расчета аналогичных показателей наклонных пластин еще сложнее. Ее основные положения построены путем интуитивной корректировки зависимостей динамики трения радиальных пластин. Обобщенная математическая модель составляющих мощности трения пластин по всему возможному диапазону углов их наклона способствовала бы выявлению закономерностей износа, присущих ротационным насосам. Цель работы – совершенствование методики расчета трения пластины по цилиндру пластинчатых вакуумных насосов.

### Основная часть.

По существующей методике расчета мощности трения пластин [2] сначала определяют работу и мощность трения одной пластины по цилиндру без учета силы давления воздуха. Сила инерции пластины (рис.1):

$$P_u = P_u + P_n + P_k, \quad (1)$$

где  $P_u = m\omega^2(\rho - \frac{h}{2})$  – центробежная составляющая, пропорциональная ускорению от вращения;  $P_n = m \frac{d^2\rho}{dt^2}$  – составляющая, пропорциональная ускорению при возвратно-поступательном движении пластины в пазу ротора;  $P_k = 2m\omega \frac{d\rho}{dt}$  – Кориолисова сила;  $m$  – масса пластины;  $\rho - \frac{h}{2}$  – текущий радиус-вектор центра тяжести пластины;  $\frac{d\rho}{dt}$  – относительная скорость пластины во вращательном движении;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора.

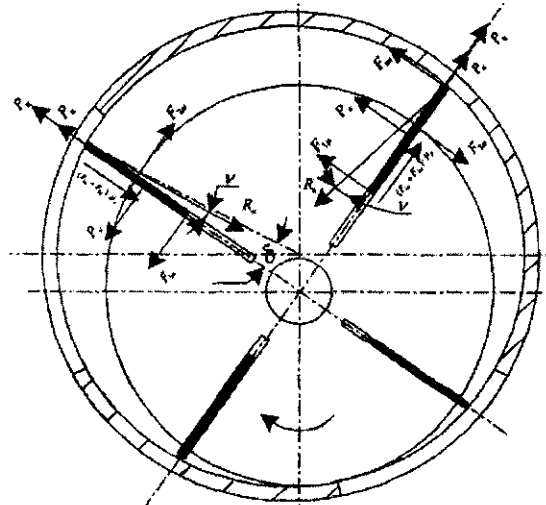


Рисунок 1. Схема распределения нагрузок от силы инерции, действующей на радиальную пластину.

Подставляя значение  $\rho$  из уравнения, для составляющих силы инерции, находим следующие зависимости:

$$P_u = m\omega^2 R \left( 1 + \frac{e}{R} \cos \varphi - \frac{h}{2R} - \frac{e^2}{2R^2} \sin^2 \varphi \right), \quad (2)$$

$$P_n = m\omega^2 R \left( \frac{e}{R} \cos \varphi + \frac{e^2}{R^2} \right), \quad (3)$$

$$P_k = 2m\omega^2 R \frac{e}{R} \sin \varphi. \quad (4)$$

Силу веса пластины в расчетах не учитывают, она в 100...200 раз меньше всех остальных сил, действующих на нее.

При скольжении пластины по цилиндру, под действием силы инерции возникает сила трения  $F_{\text{ци}}$ , при движении в пазу ротора – сила трения  $F_{\text{ну}}$ . Обе силы направлены в сторону, противоположную движению пластины. Составим систему уравнений для пластины при повороте ротора от 0 до 180°:

$$\begin{cases} F_{1u}h + P_k \frac{h}{2} - F_{2u}(\rho - r) = 0 \\ P_k \frac{h}{2} + R_u h \sin(\nu + \delta) - F_{2u} [h - (\rho - r)] = 0, \\ (F_{1u} + F_{2u})\mu_p + P_u + P_n - R_u \cos(\nu + \delta) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

где  $R_u$  – реакция на пластину со стороны цилиндра направлена под углом  $\nu$  трения к радиусу цилиндра  $R$ ;  $F_{1u}$  и  $F_{2u}$  – нормальные реакции на пластину со стороны ротора;  $F_{\text{ну}} = (F_{1u} + F_{2u})\mu_p$  – сила трения пластины в пазу ротора;  $r$  – радиус ротора;  $\mu_p$  – коэффициент трения пластины по пазу ротора.

Из системы уравнений (5) находим:

$$R_u = \frac{P_u + P_n + \mu_p P_k \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu + \delta) - \mu_p \sin(\nu + \delta) \cdot \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}}. \quad (6)$$

При повороте ротора от 180° до 360°:

$$\begin{cases} F_{1u}h + P_k \frac{h}{2} - F_{2u}(\rho - r) = 0 \\ P_k \frac{h}{2} + R_u h \sin \nu - F_{2u} [h - (\rho - r)] = 0 \\ (F_{1u} + F_{2u})\mu_p - P_u - P_n + R_u \cos(\nu + \delta) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Из системы уравнений (7):

$$R_u = \frac{P_u + P_n + \mu_p P_k \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu + \delta) - \mu_p \sin(\nu + \delta) \cdot \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}}. \quad (8)$$

Сила трения пластины по цилиндру:

$$F_{\text{ци}} = \mu_y \cdot \cos \nu \cdot R_u = \frac{\mu_y}{\sqrt{1 + \mu_y^2}} \cdot R_u. \quad (9)$$

Но так как коэффициент трения пластины по цилиндру редко бывает больше 0,15 [3], то можно принять  $F_{\text{ци}} = \mu_y \cdot R_u$ . Тогда составляющая работы трения  $L_{\text{ци}}$  пластины по цилиндру за один оборот ротора равна:

$$L_{\text{ци}} = \int_0^{2\pi} F_{\text{ци}} \cdot \rho \cdot d\varphi = \mu_y \cdot \int_0^{2\pi} R_u \cdot \rho \cdot d\varphi. \quad (10)$$

График изменения  $\frac{R_u}{m \cdot \omega^2 \cdot R}$  без учета перепада давления представлен плавной кривой 1 на рис. 2.

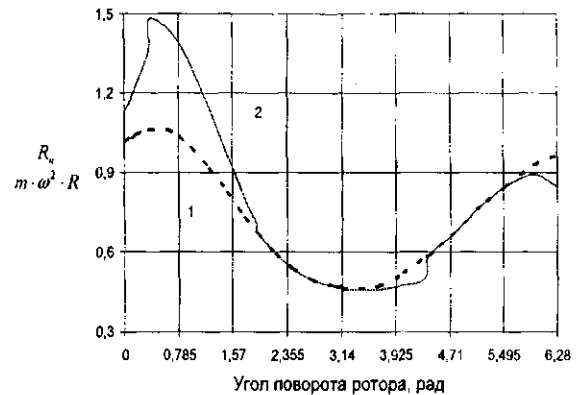


Рисунок 2. Кривая изменения  $\frac{R_u}{m \cdot \omega^2 \cdot R}$ .

1 – без учета перепада давления;  
2 – с учетом перепада давления.

Затем определяют работу и мощность трения пластин при действии только силы давления воздуха  $P_{\Delta p}$ . Такое разделение вдвое увеличивает время вычислительных операций и исключает оценку силы трения пластины по цилиндру с учетом всех действующих сил. При вращении ротора пластинка в пазу занимает под действием силы трения наклонное положение, упираясь своей гранью в стенку паза. Это объясняется наличием зазоров между пластиной и стенками паза. Зазор пластины в пазу ротора ротационных машин составляет 0,3...0,8 мм [2]. Среднюю длину свободного пробега молекул воздуха при любом давлении можно определить по уравнению [4]

$$\lambda = \frac{6,2 \cdot 10^{-3}}{p}. \quad (11)$$

Если вакуумный насос создает давление всасывания 50 кПа, то этому давлению будет соответствовать  $\lambda = 0,124 \cdot 10^{-3}$  мм. Такая длина свободного пробега более чем в 2400 раз меньше зазоров современных ротационных машин. Следовательно, при расчетах этих машин следует учитывать давление воздуха между пластиной и стенкой паза. Если бы торцевые зазоры в насосе отсутствовали, то после прохождения пластиной всасывающего окна давление в пазу под пластиной можно считать равным давлению всасыва-

ния, вплоть до достижения пластиной нагнетательного окна. В этом случае необходимо учитывать не только силу от перепада давлений между ячейками всасывания и нагнетания, как это делается в приведенном расчете, но и силу от перепада давлений между ячейкой нагнетания и пазом. Если принять давление в пазу равным давлению в ячейке всасывания, то силу от перепада давлений можно приложить к центру пластины, что позволяет проводить совместный расчет потерь трения с учетом всех действующих сил. В этом случае реакция опоры равна (верхние знаки уравнения справедливы на стороне всасывания, нижние – на стороне нагнетания):

$$R_u = \frac{P_u + P_n \pm \mu_p (P_k + P_{\Delta p}) \cdot \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu + \delta) \pm \mu_p \sin(\nu + \delta) \cdot \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}} \quad (12)$$

Работа трения в пазу составляет лишь 0,3-0,5% от работы трения по цилиндру. С учетом формулы (12) работа трения одной пластины за один оборот составит 6,64 Дж (радиус корпуса  $R = 0,0725$  м; эксцентриситет  $e = 0,0094$  м; радиус ротора  $r = 0,063$  м; масса пластины  $m = 0,072$  кг; высота пластины  $h = 0,043$  м; частота вращения ротора  $\omega = 23,67 \cdot 2\pi = 148,723$  рад/с;  $\mu_p = 0,1$ ;  $\mu_u = 0,1$ ; число пластин  $n = 4$ ). Для 4-х пластин работа трения за один оборот составит 26,56 Дж, что соответствует мощности 628,67 Вт или 0,63 кВт. Если увеличить радиус корпуса в два раза, то мощность возрастет до 2,08 кВт. Увеличение потребляемой мощности произойдет также в случае увеличения числа лопаток. Так, увеличение числа лопаток с 4-х до 12-ти увеличивает потребляемую мощность примерно в 3 раза.

Уменьшение потребляемой мощности при выбранном неизменном значении радиуса корпуса возможно за счет уменьшения эксцентриситета, длины и числа пластин, а также за счет увеличения высоты пластины. Потребляемая мощность при постоянном радиусе корпуса изменяется прямо пропорционально величине эксцентриситета (рис. 3), обратно пропорционально высоте пластин (рис. 4). При уменьшении длины пластины потребляемая мощность уменьшается практически прямо пропорционально. Так, при уменьшении длины пластины на 16% потребляемая мощность уменьшается лишь на 0,71%. Увеличение давления всасывания уменьшает мощность трения. При увеличении числа пластин потребляемая мощность увеличивается почти прямо пропорционально числу пластин (рис. 5).

При определении эксцентриситета, числа и длины пластин определяющим фактором является производительность вакуумного насоса. Например, для повышения эффективности использования цилиндра необходимо увеличивать эксцентриситет. Однако величина его

ограничена в конечном итоге возможной глубиной паза ротора. Так, например, если при максимальном вылете пластины высота выступающей из ротора ее части составляет  $2e$ , то для нормальной работы необходимо, чтобы полная высота пластины  $h = (3,5...4) \cdot e$ , а глубина паза  $h_n = h + (0,5...1 \text{ мм})$ , исключающая заклинивание пластины в пазу ротора.

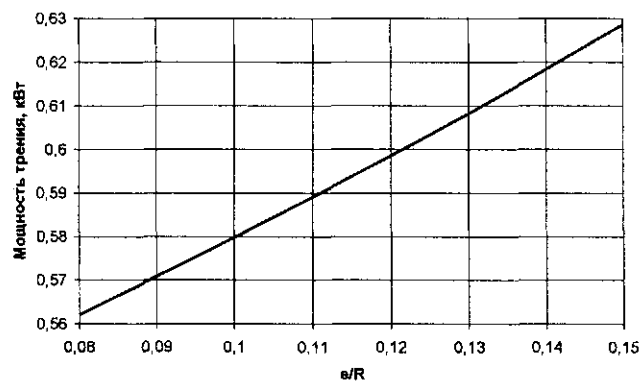


Рисунок 3. Изменение работы трения пластины за один оборот при изменении эксцентриситета.

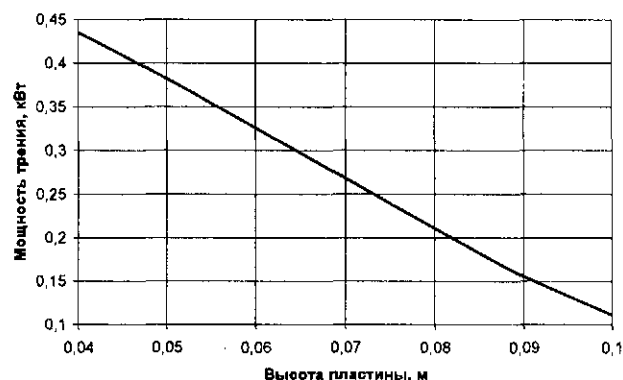


Рисунок 4. Изменение работы трения пластины за один оборот при изменении высоты пластин.

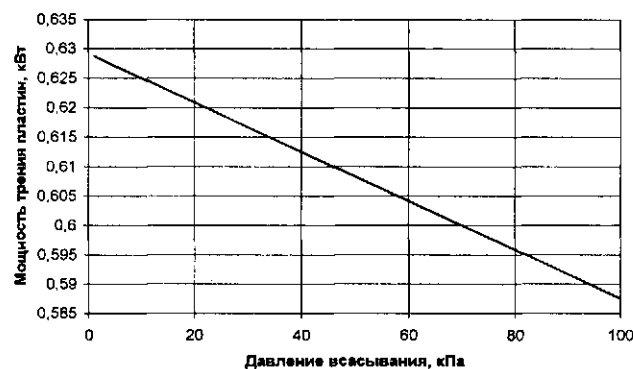


Рисунок 5. Зависимость мощности трения пластин от давления всасывания.

Кроме того, при увеличении эксцентриситета растет момент, изгибающий пластину. Учитывая эти обстоятельства, в существующих машинах величину эксцентриситета принимают  $e = (0,09...0,15) \cdot R$  [2].



$$\begin{cases} F_{1u} \cdot h - F_{2u} \cdot s + (-P_u \cdot \sin(\pi - \beta) + P_k + P_{\Delta p}) \cdot \frac{h}{2} = 0 \\ (P_k + P_{\Delta p} - P_u \cdot \sin(\pi - \beta)) \cdot \frac{h}{2} + R_u \cdot h \cdot \sin(\alpha - \nu - \delta) - F_{2u} \cdot (h - s) = 0 \\ -R_u \cos(\alpha - \nu - \delta) + P_u \cdot \cos(\pi - \beta) + \mu_p \cdot (F_{1u} + F_{2u}) + P_{nn} = 0 \end{cases} \quad (23)$$

Тогда выражение  $R_u$  будет иметь следующий вид:

$$R_u = \frac{P_u \cdot \cos \beta + P_{nv} \pm [P_k + P_{\Delta p} - P_u \cdot \sin \beta] \cdot \frac{\mu_p \cdot s}{h - s}}{\cos \lambda \mu \mu_p \cdot \sin \lambda \cdot \frac{h + s}{h - s}} \quad (24)$$

Верхние знаки уравнения (24) справедливы на стороне всасывания, нижние – на стороне нагнетания. Проанализируем формулы силы реакции на пластину со стороны корпуса для радиальных пластин (12), для наклонных по ходу вращения (21), а также для наклонных против вращения (24). Очевидно, что наклон пластин в обоих случаях снижает силу реакции  $R_u$ . Во-первых, это достигается разделением  $P_u$  на две составляющие:

$P_u \cdot \cos(\pi - \beta)$  и  $P_u \cdot \sin(\pi - \beta) \cdot \frac{\mu_p \cdot s}{h - s}$ . Как показали расчеты, сумма этих составляющих превышает  $P_u$  лишь на углах поворота близких к  $0^\circ$ . Во-вторых, в формуле (24) вторая составляющая имеет отрицательный знак. Однако, как показывают расчеты, наибольший эффект снижения  $R_u$  достигается в формуле (21), где в знаменателе все члены положительны. В результате работа трения минимальна в случае максимального поворота пластин по ходу вращения ротора (рис. 8).

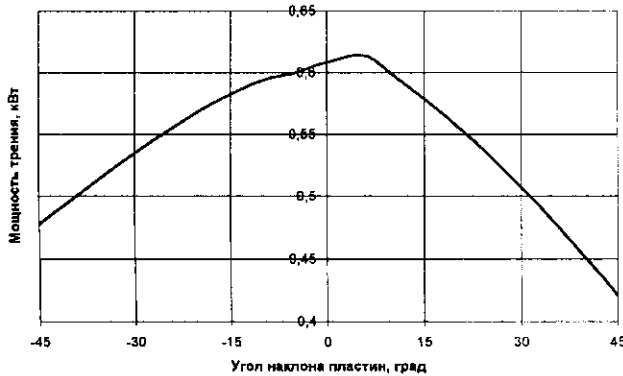


Рисунок 8. Зависимость мощности трения пластин от угла наклона пазов четырехпластинчатого вакуумного насоса.

Из рисунка 8 следует, что минимальная мощность трения пластин по цилиндру составляет 0,42 кВт при  $\psi = 45^\circ$ . Если высота пластин будет максимальной для этого угла ( $h_m = R \cdot \sqrt{2} = 0,089$  м), то мощность трения составит 0,16 кВт. Рациональное положение пазов определяет система уравнений (25), составленных по рисунку 9.

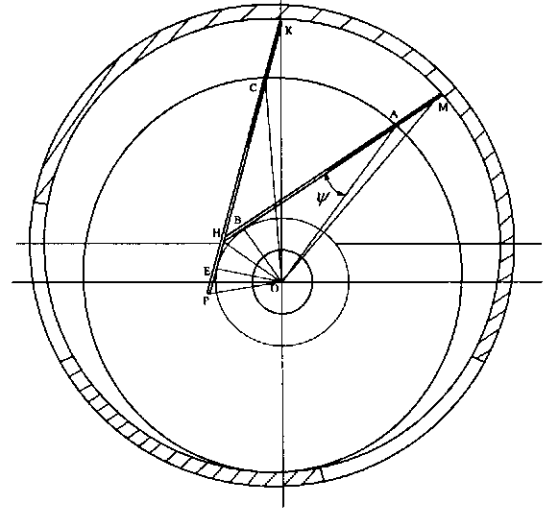


Рисунок 9. Геометрическая схема определения оптимального расположения паза.

$$\begin{cases} AO = r \\ AB = r \cdot \cos \psi \\ \angle AOC = \frac{2\pi}{z} = \theta \\ \angle COB = \frac{\pi}{2} - \psi - \theta \\ \angle EOC = \frac{\pi}{2} - \psi \\ \angle BOH = \frac{\angle COE - \angle COB}{2} = \frac{\frac{\pi}{2} - \psi - (\frac{\pi}{2} - \psi - \theta)}{2} = \frac{\theta}{2} \\ BH = OB \cdot \operatorname{ctg} \angle BOH = r \cdot \sin \psi \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \\ AH = r \cdot \cos \psi + r \cdot \sin \psi \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \end{cases} \quad (25)$$

Условие экстремума

$$AH(\psi)' = -r \cdot \sin \psi + r \cdot \cos \psi \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} = 0.$$

Откуда  $\psi = \frac{\theta}{2} = \frac{\pi}{z}$ . Таким образом, угол наклона пазов в роторе обратно пропорционален числу пластин.

### Выводы

В пластинчатых вакуумных насосах уменьшение потребляемой мощности при выбранном постоянном значении радиуса корпуса возможно за счет уменьшения эксцентриситета, длины и числа пластин, а также за счет увеличения высоты пластины. Наиболее эффективным способом снижения мощности трения пластин является увеличение высоты пластин. Основной путь увеличения глубины паза – применение наклонных пазов. При этом пазы ротора должны иметь максимальную глубину, а угол их наклона обратно пропорционален числу пластин.

**ЛИТЕРАТУРА.**

1. Хлумский, В. Ротационные и вакуум-насосы/ В. Хлумский. – М.: Машиностроение, 1971. – С.12.  
 2. Головинцов, А.Г. Ротационные компрессоры/ А.Г. Головинцов, Румянцев В.А., Ардашев В.И. – М.: Машиностроение, 1964. – С.63 – 71.  
 3. Пешти, Ю.В. Напряжения, возникающие в ма-

териале лопаток ротационных компрессоров и вакуум-насосов в зоне контакта с поверхностью цилиндра/ Ю.В. Пешти// Известия высших учебных заведений, №4. – М.: Машиностроение, 1962.  
 4. Основы вакуумной техники: учебник для техникумов/ А.И. Пипко, В.Я. Плисковский, Б.И. Королев, В.И. Кузнецов: 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – С.25.

УДК 314.7 (476)

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 26.06.2007

**ОСОБЕННОСТИ МИГРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В СЕЛЬСКОЙ МЕСТНОСТИ БЕЛАРУСИ**

**А.К. Ходас, канд. эконом. наук, доцент (УО БГАТУ)**

**Аннотация**

*В статье представлены исследования миграционных процессов сельского населения Республики Беларусь, особенности трудовой миграции в сельскую местность страны, предложены пути стабилизации демографического положения белорусского села за счет направленной государственной миграционной политики.*

**Введение**

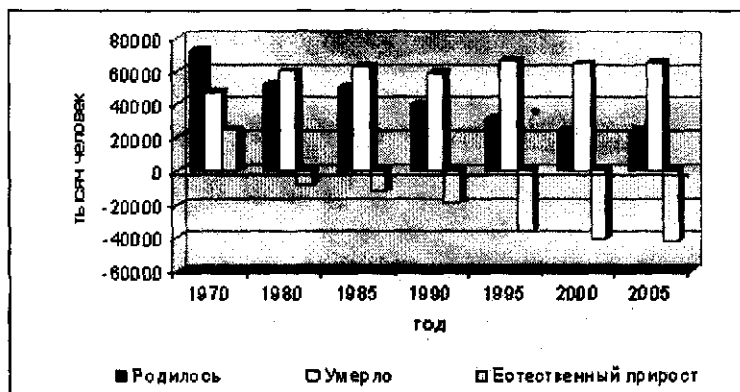
В современных условиях неравномерности развития различных государств и регионов, открытости мирового рынка труда исследование миграционной мобильности трудовых ресурсов приобретает важное значение. Миграция оказывает большое влияние на динамику численности и структуру населения, состояние рынка труда. Возрастает роль миграционной составляющей трудовых ресурсов, которая более оперативна, чем инерционные процессы естественного движения населения, реагирует на управленческое воздействие. Рассмотрение проблем пространственного перемещения трудовых ресурсов актуально также в связи с тем, что существуют незаконные потоки трудовой миграции.

**Основная часть**

Демографическая ситуация в сельской местности Республики Беларусь в настоящее время неблагоприятна. Сельское население постепенно вымирает (рис. 1). Если в городе демографический кризис стал следствием рыночных реформ в постсоветское десятилетие, был связан с падением уровня жизни, то снижение рождаемости в сельской местности Беларуси началось раньше, и было связано с масштабной урбанизацией в 70-80-х гг. прошлого века. Прогнозы развития демографической ситуации на селе – очень мрачны.

Наблюдается сильное постарение не только всего сельского населения, но и населения в трудоспособном возрасте, которое быстро сокращается. На рынке труда в сельской местности в динамике с 1990г. по 2005г. предложение рабочей силы снизилось более чем на 500 тыс.чел. Ситуацию может исправить поднятие верхней границы нынешнего официального трудоспособного возраста, что негативно воспринимается в обществе. Чтобы избежать этого, необходима грамотная демографическая политика, направленная не только на повышение рождаемости и снижение уровня смертности, но и на увеличение численности миграционного притока в Республику Беларусь.

Численность населения белорусского села будет стабильна в том случае, если размеры миграционного притока будут равны естественной убыли населения (ежегодно не менее 40-45 тыс.чел.).



**Рисунок 1. Естественное движение сельского населения Республики Беларусь.**